



**MÁQUINA FRIGORÍFICA DE ABSORCIÓN DE SIMPLE
EFECTO CONDENSADA DIRECTAMENTE POR AIRE:
BALANCES DE ENERGÍA Y ESPECIFICACIÓN DE
COMPONENTES**

AUTOR: GINO TREMOLADA ERAUSKIN

TUTOR: MARCELO IZQUIERDO MILLAN

**Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior
Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos**

AGRADECIMIENTOS

Es difícil llegados a este punto, saber por dónde y por quien comenzar a dar gracias. Hace ya siete años que me aventure en esta aventura de ser ingeniero industrial. A lo largo del camino he aprendido muchas cosas tanto de profesores como de todos y cada uno de mis compañeros de carrera. A veces me preguntaba si tanto estudio valía la pena, si acabaría recibiendo una recompensa de todo esto. Ahora escribo estas palabras desde la oficina de Estambul en la que trabajo como ingeniero industrial. Formo parte de un apoteósico proyecto de ingeniería que ha sumergido un túnel en las aguas del Bósforo, conectando Asia con Europa bajo el mar. Ante mí se abre ahora un nuevo camino de oportunidades y desafíos que he comenzado mientras aún era estudiante y terminaba este proyecto. Desconozco el paradero, la meta o el desenlace. No sé qué me traerán los años. Pero si de algo estoy seguro es que esta carrera será mi ascensor hacia mis cimas personales. Mi camino a la autorrealización que tantos codician y muy pocos poseen.

Doy las gracias a mi familia: mi padre mi madre y mi hermana por soportarme en esas tediosas etapas de exámenes tres veces al año. A todos y cada uno de mis amigos del Nido, donde parece que el tiempo nunca pasa. A mis amigos de Villalba, por creer en mi futuro. Al *Team Energías* por su optimismo y su manera de dosificar la faena, creyendo siempre que juntando cabezas ahorraríamos balas. A mi grupo de amigos de la universidad (ahora desperdigado por el mundo) que desde el primer año han estado allí alternando ecuación con cerveza y laboratorios con *granjeros*. Doy gracias a mi tutor Marcelo Izquierdo, que tuvo paciencia para asesorarme mientras me encontraba a 3000 kilómetros de Madrid.

Finalmente doy gracias a todo lector ingeniero que recurra a este proyecto en busca de respuestas que sacien su curiosidad. Les deseo ánimo y perseverancia hasta finalizar esta etapa. Aquí termina la mía.

Empecemos una nueva.

ÍNDICE

1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1 FUNCIONAMIENTO.....	10
1.2 BALANCE DE MASA Y ENERGÍA.....	13
2. CARGA TÉRMICA.....	18
2.1 DESCRIPCIÓN DE LA VIVIENDA.....	18
2.2 CONDICIONES DE DISEÑO.....	23
2.3 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	27
2.3.1 CARGA TÉRMICA DE TRANSMISIÓN.....	28
2.3.2 CARGA TÉRMICA DE RENOVACIÓN.....	33
2.3.3 CARGA TÉRMICA DE INFILTRACIÓN.....	35
2.3.4 CARGA TÉRMICA DE RADIACIÓN.....	35
2.3.5 CARGA TÉRMICA INTERNA.....	37
 3. REFRIGERACION POR ABSORCION DE SIMPLE EFECTO CONDENSADA POR AIRE.....	 41
4. SIMULACION NUMÉRICA DE LA REFRIGERACIÓN DE LA VIVIENDA.....	 58
4.1 EVOLUCIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR.....	58
4.2 EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA.....	63
4.3 EVOLUCIÓN DE LOS PARAMETROS DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN.....	68
4.3.1 POTENCIA DEL GENERADOR.....	69
4.3.2 POTENCIA DEL CONDENSADOR.....	71
4.3.3 POTENCIA DEL ABSORBEDOR.....	73
4.3.4 POTENCIA DEL RECUPERADOR.....	76
4.3.5 POTENCIA DE LA BOMBA DE DISOLUCIÓN.....	78
4.3.6 POTENCIA DEL VENTILADOR.....	80
4.3.7 POTENCIA DE LA BOMBA DEL ABSORBEDOR.....	87
4.3.8 POTENCIA DE LA BOMBA DEL EVAPORADOR.....	91
4.3.9 ANÁLISIS DEL COP.....	94
 5. EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL.....	 97
5.1 POTENCIAL DE EFECTO INVERNADERO INDIRECTO.....	99
5.1.1 EMISIONES PRODUCIDAS POR EL GENERADOR.....	99
5.1.2 EMISIONES PRODUCIDAS POR EL VENTILADOR.....	101

5.1.3 EMISIONES PRODUCIDAS POR LA BOMBA DEL ABSORBEDOR.....	102
5.1.4 EMISIONES PRODUCIDAS POR LA BOMBA DEL EVAPORADOR.....	103
5.1.5 PEII TOTAL ANUAL Y PEII ASOCIADO A LA VIDA MEDIA DE LA INSTALACIÓN.....	103
6. COSTE ENERGÁTICO DE LA CALDERA DE GAS NATURAL.....	104
6.1 COSTE DEL CONSUMO DE ENERGÍA.....	104
6.2 CO2 EMITIDO POR LA CALDERA.....	104
7. CONCLUSIONES.....	105
8. NOMENCLATURA.....	106
9. BIBLIOGRAFÍA.....	112
10. ANEXOS.....	113
ANEXO I: FOTOGRAFÍAS DEL PROTOTIPO DE ESTUDIO.....	114
ANEXO II: PLANOS Y TABLAS DEL CONJUNTO DE VIVIENDA.....	115
ANEXO III. DATOS DEL CATALOGO DE VENTILADORES.....	131
ANEXO IV: FACTURA DE GAS NATURAL.....	136

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Producción de frío por absorción mediante ciclos ideales.....	11
Figura 2 Esquema de una máquina de absorción de simple efecto.....	13
Figura 3 Plano de situación del conjunto de viviendas	19
Figura 4 Vista general de un edificio y un bloque	19
Figura 5 Selección del bloque a estudiar.....	20
Figura 6 Vista de la quinta planta completa del edificio seleccionado.....	21
Figura 7 Plano de la vivienda en estudio.....	22
Figura 8 Detalle de la fachada o muro sin pilar	25
Figura 9 Detalle del muro con pilar o viga	26
Figura 10 Curvas de radiación solar en función de la orientación	35
Figura 11 Esquema de los componentes de la máquina de absorción de simple efecto condensada por aire.....	41
Figura 12 Diagrama de Dühring.....	44
Figura 13 diagrama de Dühring con las concentraciones de trabajo... ..	46
Figura 14 Diagrama de Dühring con las concentraciones obtenidas para la temperatura máxima estacional.....	47
Figura 15 Diagrama de Merkel de las disoluciones de LiBr-H ₂ O.....	48
Figura 16 Diagrama de Merkel de las disoluciones de LiBr-H ₂ O para el cálculo de los puntos 5 y 8.....	49
Figura 17 Detalle del generador absorbedor de la máquina.....	50
Figura 18 Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro litio.....	51
Figura 19 Propiedades termodinámicas del agua.....	52
Figura 20 Propiedades termodinámicas del agua, cálculo de entalpía 1.....	54
Figura 21 Representación de la temperatura exterior media diaria.....	59
Figura 22 Representación de la temperatura exterior máxima diaria.....	60
Figura 23 Representación de la temperatura exterior mínima diaria.....	60
Figura 24 Representación de la temperatura exterior para el día más cálido del verano.....	61
Figura 25 Representación de la temperatura exterior para el día templado.....	62
Figura 26 Representación de la temperatura exterior para un día de temperaturas medias.....	63
Figura 27 Curva de la potencia del evaporador para el día más cálido del verano.....	64
Figura 28 Curva de la potencia del evaporador para un día poco caluroso.....	65
Figura 29 Curva de la potencia del evaporador para de temperaturas medias.....	66
Figura 30 Representación de la demanda de frío en KWh para toda la temporada de estudio.....	68
Figura 31 Curva de la potencia del generador para el día más caluroso del verano.....	69

Figura 32	Curva de la potencia del generador para un día poco caluroso.....	69
Figura 33	Curva de la potencia del generador para el día de temperaturas medias.....	70
Figura 34	Representación de la energía en KWh del generador para todos los días del verano.....	70
Figura 35	Curva de la potencia del condensador para el día más caluroso del verano.....	71
Figura 36	Curva de la potencia del condensador para un día poco caluroso.....	72
Figura 37	Curva de la potencia del condensador para el día de temperaturas medias.....	72
Figura 38	Representación de la energía en KWh del condensador para todo el verano.....	73
Figura 39	Curva de la potencia del absorbedor para el día más caluroso del verano.....	74
Figura 40	Curva de la potencia del absorbedor para un día poco caluroso.....	74
Figura 41	Curva de la potencia del absorbedor para el día de temperaturas medias.....	75
Figura 42	Representación de la energía en KWh del absorbedor para todos los días del verano.....	75
Figura 43	Curva de la potencia del recuperador para el día más caluroso del verano.....	76
Figura 44	Curva de la potencia del recuperador para un día poco caluroso.....	76
Figura 45	Curva de la potencia del recuperador para el día de temperaturas medias.....	77
Figura 46	Representación de la energía en KWh del recuperador para todos los días del verano.....	77
Figura 47	Curva de la potencia de la bomba de disolución para el día más caluroso del verano.....	78
Figura 48	Curva de la potencia de la bomba de disolución para un día poco caluroso.....	79
Figura 50	Curva de la potencia de la bomba de disolución para el día de temperaturas medias.....	79
Figura 51	Representación de la energía en KWh de la bomba de disolución para todos los días del verano.....	80
Figura 51	Esquema de las dimensiones del ventilador elegido.....	82
Figura 52	Curva característica del ventilador.....	82
Figura 53	Curva característica del ventilador para un punto de diseño.....	83
Figura 54	Parámetros característicos del ventilador.....	83
Figura 55	Análisis de la potencia del ventilador para el día más caluroso del verano.....	84
Figura 56	Análisis de la potencia del ventilador para un día poco caluroso.....	85
Figura 57	Análisis de la potencia del ventilador para un día de temperaturas medias.....	85
Figura 58	Representación de la energía en KWh del ventilador para todos días del verano.....	86
Figura 59	Detalle de la bomba del absorbedor.....	87
Figura 60	Curva de calor específico para la disolución de BrLi.....	88
Figura 61	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para el día más caluroso del verano.....	89
Figura 62	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para un día poco caluroso.....	89

Figura 63	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para el día de temperaturas medias.....	90
Figura 64	Representación de la energía en KWh de la bomba del absorbedor para todos días del verano.....	90
Figura 65	Detalle de bomba del evaporador.....	91
Figura 66	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para el día más caluroso del verano.....	92
Figura 67	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para un día poco caluroso.....	92
Figura 68	Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para el día de temperaturas medias.....	93
Figura 69	Representación de la energía en KWh de la bomba del evaporador para todos días del verano.....	93
Figura 70	Análisis del COP para el día más caluroso del verano.	94
Figura 71	Análisis del COP para un día poco caluroso.....	95
Figura 72	Análisis del COP para un día de temperaturas medias.....	95
Figura 73	Kilogramos de dióxido de carbono emitidos a la atmósfera por el generador.....	101
Figura 74	kilogramos de dióxido de carbono para el ventilador.....	102
Figura 75	Kg de CO2 emitidos por la bomba del absorbedor.....	102
Figura 76	Kg de CO2 emitidos por la bomba del evaporador.....	103

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Superficie de la vivienda para cada habitación y área de sus muros en función de orientación.....	23
Tabla 2: Superficie acristalada para cada habitación y superficie de puerta	24
Tabla 3: Propiedades de los materiales que componen el techo.....	24
Tabla 4: Propiedades de los materiales que componen el muro con viga	25
Tabla 5: Propiedades de los materiales que componen el muro.....	25
Tabla 6: Valores límite del coeficiente global de transferencia de calor para cerramientos y particiones interiores y para la zona climática D3.....	27
Tabla 7: Resistencias térmicas superficiales para distintos tipos de cerramientos.....	28
Tabla 8: Propiedades del material de la puerta principal.....	29
Tabla 9 Caudales de ventilación mínimos.....	33
Tabla 10 Resumen de las temperaturas y entalpías de los distintos puntos de la máquina.....	57
Tabla 11 Demanda de frío en KWh para cada uno de los días de la temporada de estudio	67
Tabla 12 Demanda total y demanda diaria media de frío.....	68
Tabla 13 Valores máximos y mínimos de las magnitudes estudiadas los tres días representativos	96
Tabla 14 Propiedades de refrigerantes y absorbentes.....	98
Tabla 15 Demanda horaria y diaria del generador para los tres días de estudio	100
Tabla 16 Emisiones de CO ₂ de la máquina para los tres días de estudio.....	100

1. INTRODUCCIÓN

Como consecuencia del aumento de calidad de vida en los países desarrollados, asistimos a una expansión del mercado del frío. A todo ciudadano le gusta vivir con una temperatura agradable que le permita desarrollar sus actividades con la mayor comodidad posible. Aparece pues, una necesidad a cubrir y un negocio para suplir esta carencia.

Las instalaciones frigoríficas son sistemas complejos que utilizan la energía de fuentes comerciales (energía solar o combustibles fósiles) para crear frío, logrando una temperatura inferior a la ambiente. Esta conversión es compleja. La energía de la fuente comercial se transforma primero en energía mecánica y posteriormente en energía fluido-mecánica transportada por el refrigerante de la máquina. El refrigerante se comportará como el elemento de transporte de energía e irá sufriendo cambios de estado e intercambiando calor con el local o la vivienda a refrigerar y el exterior a temperatura ambiente. Como problemas encontramos las emisiones del ciclo, que contribuyen a la aparición del efecto invernadero, y a la destrucción de la capa de ozono. Es necesario desarrollar máquinas de generación de frío respetuosas con el medio ambiente que sustituyan el consumo de electricidad por el de energía renovable y que consuman menos agua. Esta tecnología se manifiesta con dos tipos de sistemas: las llamadas máquinas de absorción y las máquinas de compresión mecánica. Saber que esta tecnología se viene desarrollando desde mediados del siglo XIX, no hace más que confirmar el interés puesto en este mercado.

Una característica diferenciadora entre ambas máquinas es el fluido de trabajo. El ciclo de compresión mecánica (que no será estudiado en este proyecto) utiliza como fluido de trabajo una sustancia pura denominada refrigerante. Por el contrario la máquina de absorción utiliza una disolución. La disolución está formada por un fluido volátil llamado refrigerante y una sustancia de gran afinidad con este denominada absorbente. El absorbente tiene el cometido de comportarse como fluido auxiliar, transportando al refrigerante líquido de la zona de baja presión a la zona de alta presión.

Para comprender mejor como funciona una máquina de absorción se explica brevemente a continuación los distintos tipos de máquina que existen, atendiendo a distintos criterios.

Clasificación de las máquinas de absorción

Existen multitud de criterios para clasificar estas máquinas, ya que como se ha citado la absorción es una tecnología que lleva desarrollándose más de ciento cincuenta años. Los principales criterios a la hora de clasificar las máquinas de absorción son los siguientes:

- En función del número de efectos (o generadores)
 - De **simple efecto**: máquina de absorción con un solo generador.
 - De **doble efecto**: máquina de absorción con dos generadores.
 - De **triple efecto**: máquina de absorción con tres generadores.
- En función del par refrigerante/absorbente utilizado por la máquina
 - **H₂O/LiBr**: el refrigerante es agua y el absorbente, bromuro de litio. Este proyecto se centrará en el estudio de una máquina de absorción de este tipo. Además podrán ser de simple o de doble efecto, y estar condensadas por aire o por agua.
 - **NH₃/H₂O**: el refrigerante es amoníaco y el absorbente, agua.
 - **LiNO₃/H₂O**: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente, agua.
 - **NaSCN/H₂O**: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente, agua.

- En función del número de etapas (o absorbedores)
 - De **simple etapa**: máquina de absorción con un absorbedor.
 - De **doble etapa**: máquina de absorción con dos absorbedores.
 - De **triple etapa**: máquina de absorción con tres absorbedores.
- En función del sistema de condensación
 - **Condensada por agua**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración.
 - **Condensada por aire**: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire. Este proyecto se centrará en el estudio de una de estas máquinas, cuya tecnología se encuentra aún en desarrollo.
- En función de la fuente de calor que suministra la potencia calorífica a la máquina
 - De **tipo directo**: utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición. Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).
 - De **tipo indirecto**: reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un fluido térmico, de la recuperación de calor de una fuente residual, de una instalación de energía solar, o de una caldera de gas.

Este estudio versará sobre una máquina de absorción de simple efecto (un generador), simple etapa (un solo absorbedor), con agua de refrigerante y una disolución de bromuro-litio de absorbente. Estará condensada por aire, cualidad que la hace especialmente interesante para este proyecto, y será alimentada con calor de manera directa.

1.1 Funcionamiento

Las primeras máquinas de absorción construidas fueron las de simple efecto. Su funcionamiento se basa en cuatro intercambiadores de calor:

- Generador
- Absorbedor
- Condensador
- Evaporador

Estos cuatro intercambiadores trabajan con una disolución formada por dos componentes: absorbente y refrigerante. El absorbente transporta al refrigerante entre el absorbedor y el generador. La función del refrigerante es producir el efecto útil del ciclo. Como se ha comentado la disolución de este proyecto será de bromuro-litio/agua, siendo el refrigerante el agua y el absorbente la disolución de bromuro-litio.

Llegados a este punto, para tratar de comprender el funcionamiento de estas máquinas habrá que recordar la Segunda Ley de la Termodinámica. Esta ley marca la dirección en la que acontecen estos procesos termodinámicos y, por lo tanto, la imposibilidad de que sucedan en el sentido contrario. También establece, en algunos casos, la incapacidad de convertir completamente toda la energía de un tipo en otro sin pérdidas. De esta forma, la

segunda ley impone restricciones para las transferencias de energía que hipotéticamente pudieran llevarse a cabo teniendo en cuenta sólo el primer principio. Esta ley apoya todo su contenido aceptando la existencia de una magnitud física llamada entropía, de tal manera que, para un sistema aislado (que no intercambia materia ni energía con su entorno), la variación de la entropía siempre debe ser mayor que cero.

Debido a esta ley también se tiene que el flujo espontáneo de calor siempre es unidireccional, desde los cuerpos de mayor temperatura hacia los de menor temperatura, hasta lograr un equilibrio térmico.

La aplicación más conocida es la de las máquinas térmicas, que obtienen trabajo mecánico mediante aporte de calor de una fuente o foco caliente, para ceder parte de este calor a la fuente o foco frío. La diferencia entre los dos calores tiene su equivalente en el trabajo mecánico obtenido.

La finalidad de una máquina de absorción es transferir calor del cuerpo frío al cuerpo caliente, para enfriar este. Para transferir este calor se utiliza una máquina de Carnot inversa donde el trabajo será consumido.

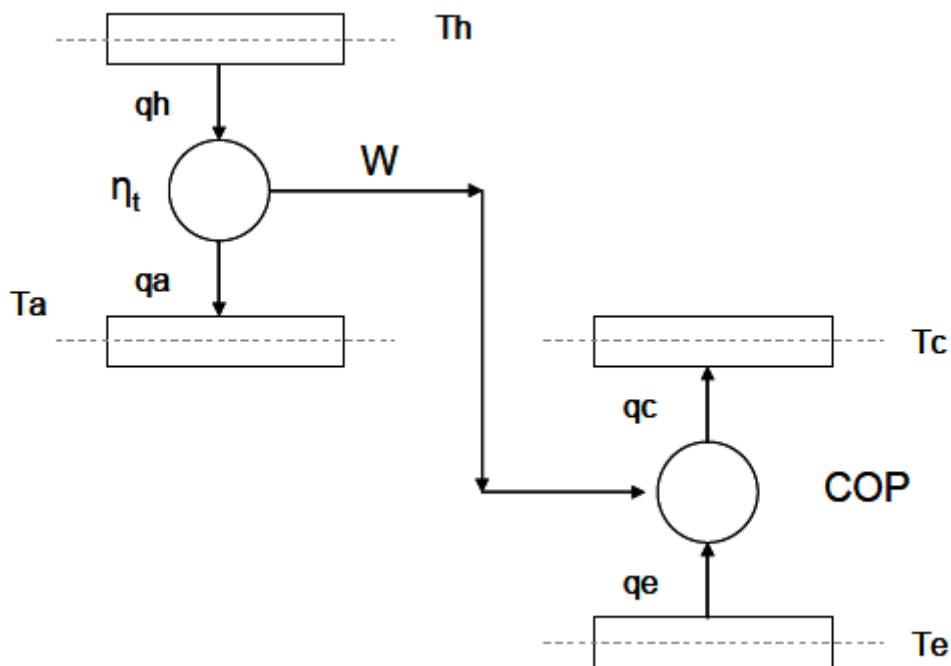


Figura 1: Producción de frío por absorción mediante ciclos ideales

El funcionamiento de cualquier máquina frigorífica se puede explicar mediante la interacción de una máquina directa y una indirecta de Carnot. Este esquema idealizado se muestra en la figura 1. A la izquierda aparece representada una máquina directa de Carnot o un motor térmico, trabajando entre dos focos a distintas temperaturas: T_h , foco caliente y T_a , foco frío de temperatura similar a la ambiente. Esta máquina transfiere calor del cuerpo caliente al frío produciendo un trabajo W , que será tomado por la máquina indirecta de Carnot que aparece a la derecha de la figura 1. La máquina frigorífica absorbe el trabajo mecánico W y la energía

calorífica de su foco frío a la temperatura T_e . La suma de ambos es transportada hasta el foco caliente T_c , a una temperatura similar a la ambiente.

Vamos a analizar con más detenimiento la figura 1, atendiendo a las ecuaciones que toman partido en dicho ciclo. Para ello hemos de suponer las siguientes hipótesis:

- Las transformaciones son adiabáticas reversibles.
- Se considera que el calor que entra al sistema es positivo y el calor que sale de este es negativo. El trabajo producido será pósito también.

Aplicando las leyes de la termodinámica:

$$-q_h + q_a + w = 0 \quad (1.1.1)$$

$$\frac{q_h}{T_h} + \frac{q_a}{T_a} = 0 \quad (1.1.2)$$

Dividiendo la primera expresión entre la segunda obtenemos el valor del rendimiento térmico de Carnot del motor.

$$\tau = 1 - \frac{T_a}{T_h} = \frac{w}{q_h} \quad (1.1.3)$$

Esta ecuación expresa un valor irreal e idealizado del rendimiento de Carnot para un motor. Supondría el valor máximo que se puede alcanzar en condiciones ideales de trabajo.

Analizando ahora la segunda máquina de la ilustración, el ciclo inverso de Carnot, se deducen las siguientes expresiones:

$$-q_e + q_c - w = 0 \quad (1.1.5)$$

$$\frac{-q_e}{T_e} + \frac{q_c}{T_c} = 0 \quad (1.1.6)$$

Dividiendo el efecto frigorífico y el trabajo necesario para producirlo se calcula un parámetro imprescindible y de suma importancia para medir el buen funcionamiento de la máquina de frío. Se trata del Coeficiente de Eficiencia Energética de la máquina frigorífica: COP.

$$COP = \frac{q_e}{w} = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (1.1.7)$$

1.2 Balances de energía y masa

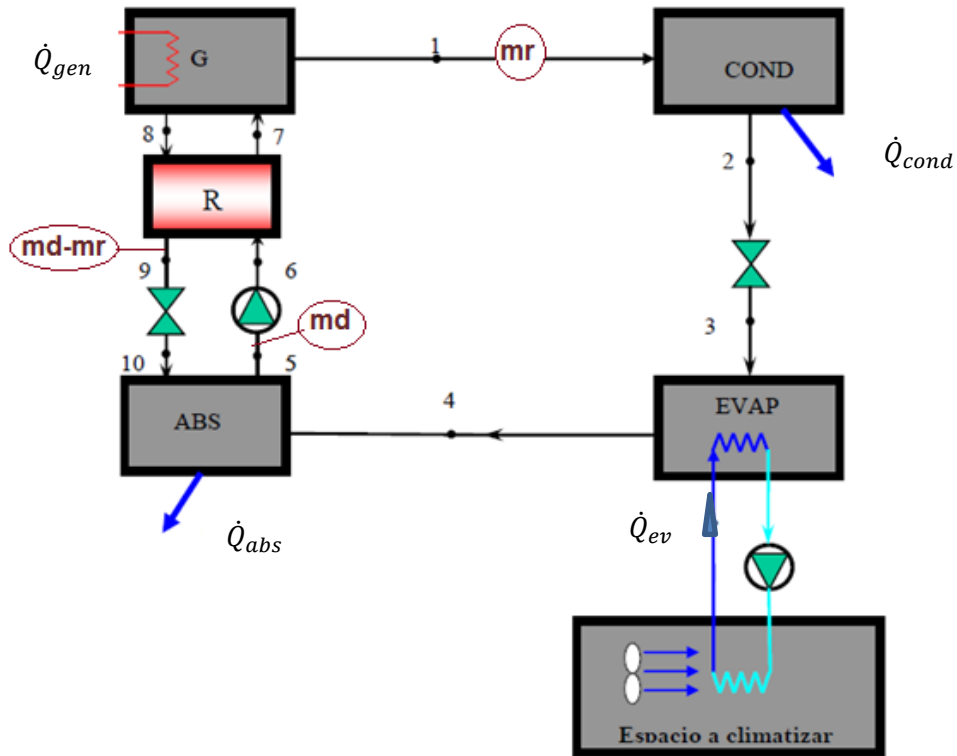


Figura 2: Esquema de una máquina de absorción de simple efecto

La figura 2 muestra el esquema de una máquina de absorción de simple efecto. Los componentes representados son los siguientes: un generador (representado con la letra G), un condensador (COND), un evaporador (EVAP), un absorbedor (ABS), el recuperador de calor de la disolución (R), dos válvulas y una bomba.

El fluido de trabajo es una disolución acuosa de bromuro-litio (cuyo caudal másico se representa en la figura 2 como m_d) y el refrigerante, agua (representado como m_r). El funcionamiento es el siguiente: la disolución que contiene el absorbente es aspirada por la bomba, pasando del punto 5 al 6. A continuación la disolución se dirige al recuperador de calor, cuya finalidad es precalentar la disolución dirigida al generador, aprovechando el calor de la disolución procedente de este. Tras pasar por el recuperador, la disolución entra en el generador donde se calentará. El generador está siendo constantemente alimentado por calor (Q_{gen}) procedente de una caldera de gas natural, por lo que la disolución será calentada hasta alcanzar su temperatura de ebullición. Debido a este cambio de estado, parte del agua de la disolución Br-Li se convertirá en refrigerante a temperatura T_1 que alimentará el condensador.

Como resulta lógico al perder parte del agua, la disolución que abandona el condensador a temperatura T_8 y entra en recuperador, tendrá una mayor concentración en bromuro-litio (y caudal $m_d - m_r$).

El refrigerante circula constantemente por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. En el condensador, el refrigerante llega en estado gaseoso, resultado de la ebullición alcanzada en el generador. Sufrirá aquí un nuevo cambio de estado, transformándose en refrigerante líquido a temperatura T_2 , cediendo un calor Q_{cond} al foco que se encuentra a temperatura T_c (representado en la figura 1). A continuación el refrigerante líquido atraviesa la válvula de expansión isoentálpica, donde reduce su presión, evaporándose parcialmente y reduciendo su temperatura hasta la de evaporación. El refrigerante entra en el evaporador como una mezcla bifásica de vapor y líquido. El agua líquida recibe calor q_e de la zona a aclimatar a temperatura T_e , transformándose en vapor saturado que pasa al absorbedor. La disolución de caudal $m_d - m_r$ procedente de la válvula retorna al absorbedor poniéndose en contacto con el vapor procedente del evaporador. La disolución absorbe el calor del refrigerante transformándose este en refrigerante líquido.

Se puede decir que todo el sistema está compuesto por dos ciclos: el ciclo de disolución y el de refrigerante. El ciclo de disolución tiene lugar entre el generador (donde la disolución se enriquece en Br-Li) y el absorbedor (donde se diluye). El ciclo de refrigerante va desde el generador, atraviesa condensador y evaporador y termina en el absorbedor.

El absorbedor y el evaporador constituyen la zona de baja presión, mientras que el generador y el condensador constituyen la zona de alta presión.

A continuación se va a realizar un balance energía para cada uno de los componentes.

ABSORBEDOR

El absorbedor se alimenta de un caudal $m_d - m_r$ de entalpía h_{10} procedente del recuperador y con un caudal m_r de entalpía h_4 procedente del evaporador. El absorbedor es el componente crítico de la máquina, ya que el correcto funcionamiento de la máquina depende de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador. Para ello debe lograrse la transferencia óptima de masa y de calor, puesto que la capacidad de absorción de refrigerante está estrechamente ligada a la temperatura de absorción

Se supondrá que el caudal másico de refrigerante es $m_r = 1 \frac{Kg}{s}$. Para esta nomenclatura q representará el calor por unidad de masa intercambiado por cada componente y sus unidades serán $\frac{J}{kg \text{ de refrigerante}}$. Q representa la potencia de cada componente medida en W .

$$-m_r \cdot q_{abs} - m_d \cdot h_5 + m_r \cdot h_4 + (m_d - m_r) \cdot h_{10} = 0 \quad (1.2.1)$$

Despejando q_{abs} :

$$q_{abs} = \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_{10} - h_5) + (h_4 - h_{10}) \quad (1.2.2)$$

A continuación repetimos este sencillo balance para los demás componentes:

GENERADOR

$$m_r \cdot q_{gen} + m_d \cdot h_7 - m_r \cdot h_1 - (m_d - m_r) \cdot h_8 = 0 \quad (1.2.3)$$

$$q_{gen} = \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_8 - h_7) + (h_1 - h_8) \quad (1.2.4)$$

CONDENSADOR

$$-m_r \cdot q_{cond} + m_r \cdot h_1 - m_r \cdot h_2 = 0 \quad (1.2.5)$$

$$q_{cond} = (h_1 - h_2) \quad (1.2.6)$$

EVAPORADOR

$$m_r \cdot q_{ev} + m_r \cdot h_3 - m_r \cdot h_4 = 0 \quad (1.2.7)$$

$$q_{ev} = (h_4 - h_3) \quad (1.2.8)$$

VÁLVULAS

Ambas válvulas se consideran isoentálpicas:

$$h_2 = h_3 \quad (1.2.9)$$

$$h_9 = h_{10} \quad (1.2.10)$$

BOMBA DE LA DISOLUCIÓN

$$w_b = \frac{(P_{cond} - P_{ev}) \frac{m_d}{m_r}}{\eta_d \cdot \rho_d} \quad (1.2.11)$$

$$-w_b \cdot m_r + m_d \cdot h_5 - m_d \cdot h_6 = 0 \quad (1.2.12)$$

$$w_b = \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_5 - h_6) \quad (1.2.13)$$

RECUPERADOR DE CALOR DE LA DISOLUCIÓN

$$m_r \cdot q_{rec} = (m_d - m_r) \cdot (h_8 - h_9) = m_d \cdot (h_7 - h_6) \quad (1.2.14)$$

La eficiencia del recuperador se define como:

$$\varepsilon = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} \quad (1.2.15)$$

Para poder aplicar estas ecuaciones se requiere realizar un balance de masa y obtener los caudales másicos de disolución y refrigerante que entran en juego en el ciclo. Como se muestra en la figura 2, suponemos que por el condensador circula refrigerante puro. Haciendo un balance de masa de refrigerante en el generador se obtiene:

$$m_d \cdot x_{ra} = (m_d - m_r) \cdot x_{rg} + m_r \quad (1.2.16)$$

En esta expresión x_{ra} es la concentración en refrigerante que circula por el absorbedor y x_{rg} la concentración de refrigerante en el generador. A partir de ahora en lo que resta de proyecto se representará con el símbolo x a la concentración de bromuro-litio de la disolución. Por lo tanto x_{gen} será la concentración en disolución BrLi a la salida del generador (con caudal m_r) y x_{abs} la concentración a la salida del absorbedor (con caudal m_d). Se debe tener presente que:

$$x_{rg} + x_g = 1 \quad (1.2.17)$$

Sustituyendo la expresión 1.2.17 en 1.2.16 se obtiene la razón entra caudales en función de las concentraciones de generador y absorbedor:

$$\frac{m_d}{m_r} = \frac{x_{gen} - x_{abs}}{x_{gen}} \quad (1.2.18)$$

Ahora ya es posible calcular los caudales másicos reales de disolución (M_d) y refrigerante (M_r) que circularan por una máquina real. El caudal de refrigerante real se obtiene como el cociente entre la carga térmica de la vivienda y el calor de evaporación de la ecuación 1.2.8.

$$M_r = \frac{Q_e}{q_e} \quad (1.2.19)$$

$$M_d = m_d \cdot M_r \quad (1.2.20)$$

El cálculo de la máquina real se obtiene de la siguiente manera:

$$Q_{gen} = M_r \cdot q_{gen} \quad (1.2.21)$$

$$Q_{abs} = M_r \cdot q_{abs} \quad (1.2.22)$$

$$Q_{cond} = M_r \cdot q_{cond} \quad (1.2.23)$$

$$Q_{ev} = M_r \cdot q_{ev} \quad (1.2.24)$$

$$W_b = M_r \cdot w_b \quad (1.2.25)$$

$$Q_{rec} = M_r \cdot q_{rec} \quad (1.2.26)$$

La eficiencia energética de refrigeración de la máquina o COP vendrá dada por la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{gen} + W_b} = \frac{M_r \cdot (h_4 - h_2)}{M_r \cdot (h_1 - h_7) - M_d \cdot (h_7 - h_6) + W_b} \quad (1.2.27)$$

Todas estas ecuaciones que aquí únicamente se exponen de manera teórica se utilizarán para el apartado 4 de este proyecto, donde se hará un análisis de los resultados obtenidos.

2. CARGA TÉRMICA

2.1 DESCRIPCIÓN DE LA VIVIENDA.

Este estudio se centrará en el estudio de una vivienda de Madrid, que forma parte de un proyecto arquitectónico que pretende llevar a cabo la construcción de un conjunto de viviendas, bautizadas con el nombre de viviendas Panorama. De esta forma se crea un parque de tamaño similar al Parque de la Fuente del Berro sobre el que surgen siete torres de 75 metros de altura y edificaciones de baja altura arropadas por la masa arbórea.

Rodeado de 11.000 m² de jardines se encuentra ubicado en Isla Chamartín, junto a la prolongación del Paseo de la Castellana en Madrid y en lo que será el nuevo corazón financiero de la capital.

Dentro de este conjunto, las Viviendas Panorama se componen de una torre y dos bloques de baja altura. En la torre se disponen viviendas de 1, 2 y 3 dormitorios y, como piezas singulares que formalizan el remate de la torre, áticos triplex de 3 dormitorios. Este conjunto de viviendas apuesta por las espectaculares vistas sobre la ciudad y su entorno, percibiéndose perfectamente la sierra madrileña. Los bloques, de cuatro a seis plantas, dispondrán de seis viviendas por planta de unos ochenta metros cuadrados aproximadamente. Tanto los edificios como los bloques dispondrán de una planta subterránea a modo de garaje.

En concreto este proyecto se centrará en una vivienda situada en la quinta y última planta de uno de los bloques de edificios estando sus muros exteriores orientados al suroeste. La vivienda inferior, la del cuarto piso, se supone igualmente aclimatada y a la misma temperatura interior de confort, pues se pretende diseñar todo el edificio con el mismo sistema de refrigeración. Cabe decir que esta igualdad de temperaturas entre viviendas nos permitirá despreciar las pérdidas por conducción del suelo del piso a estudiar.

La figura 3 muestra un plano aéreo del conjunto de viviendas Panorama, resaltando en color el conjunto de edificio bloque donde se situará nuestra vivienda seleccionada. La figura 4 presenta dos fotografías del conjunto desde dos perspectivas diferentes



Figura 3 Plano de situación del conjunto de viviendas



**Figura 4 Vista general de un edificio y un
bloque**

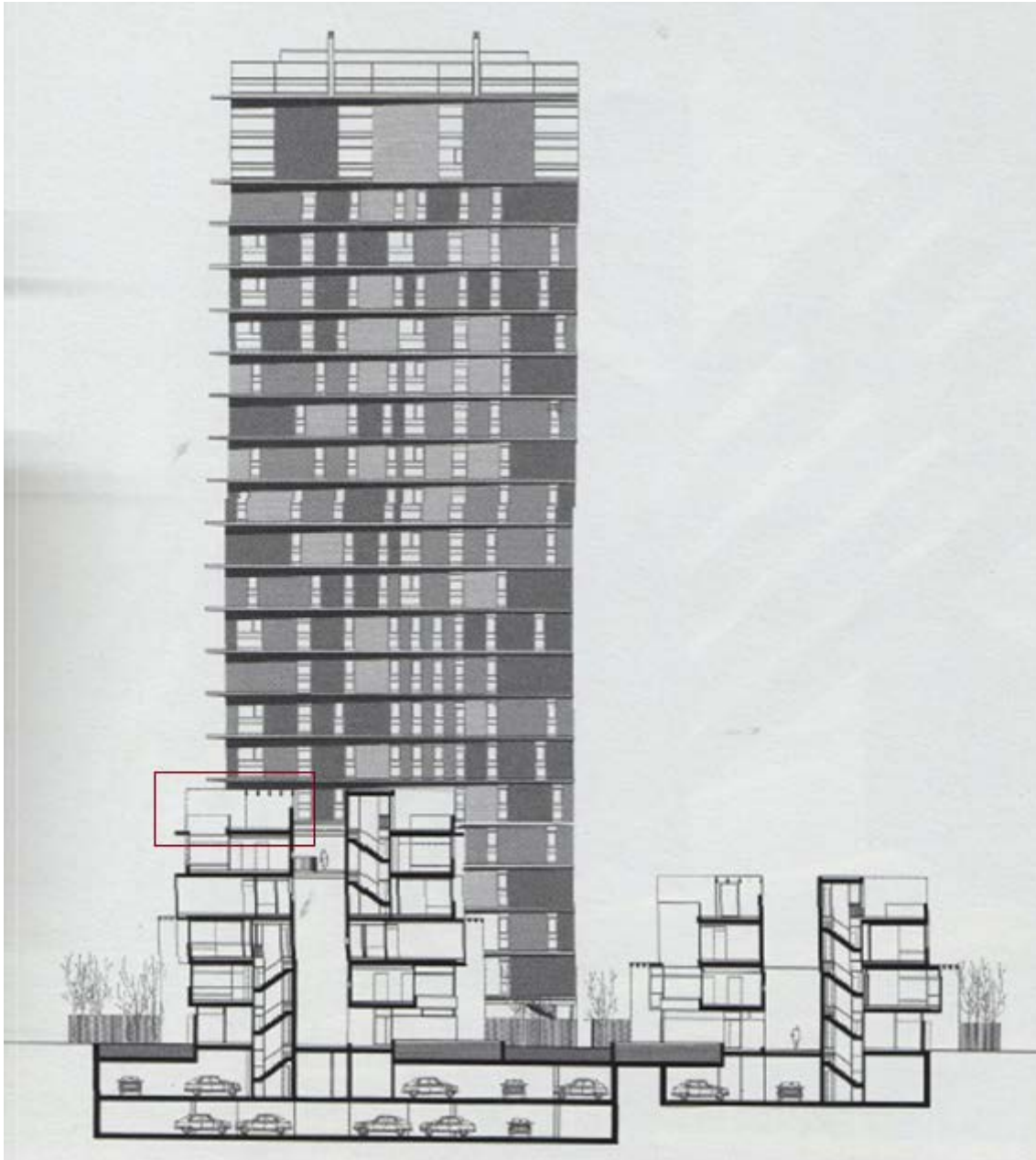


Figura 5 Selección del bloque a estudiar

En la figura 5 se presenta un plano de dos bloques y una torre de gran tamaño tomada desde el Oeste. El bloque de la izquierda será el objeto de estudio de este proyecto, en concreto, como ya se ha dicho, una vivienda del último piso. Obsérvese que el bloque de la izquierda consta de cinco plantas, además de un bajo y un garaje subterráneo. El bloque de la derecha, más reducido solo tiene tres planas, bajo y garaje. La siguiente figura muestra el diseño en planta de este quinto piso entero, resaltando con un cuadro rojo la vivienda que será objeto de estudio.

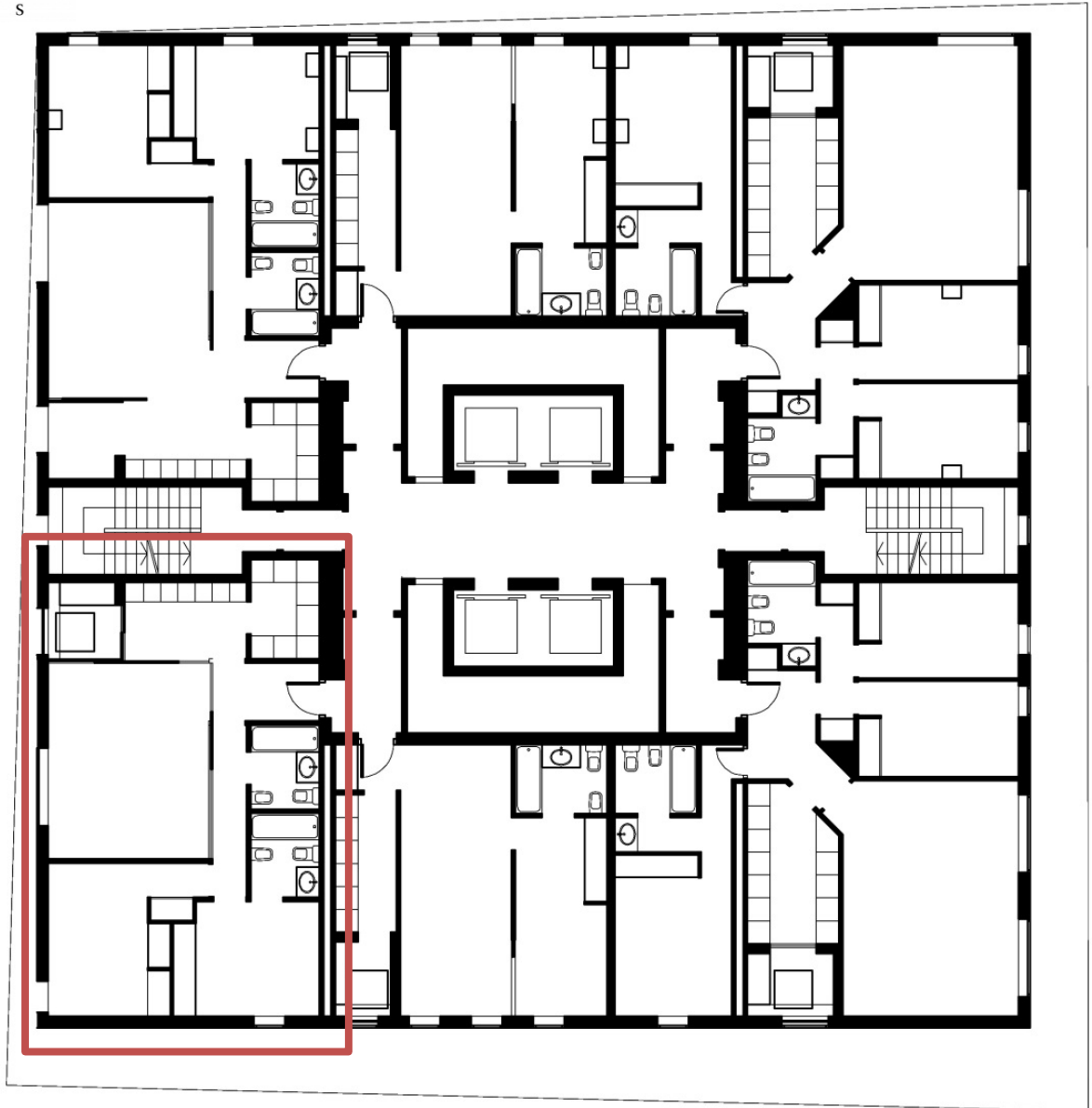


Figura 6 Vista de la quinta planta completa del edificio seleccionado

El bloque escogido consta de seis viviendas diferentes por planta. La seleccionada es aquella cuyo muro exterior está situado tanto al Sur como al Oeste, es decir la que ocupa la esquina inferior izquierda de la figura 6. Obsérvese la localización de las zonas comunes del edificio, pues estas tendrán vital importancia para los cálculos que se realizarán a continuación. Los rellanos, pasillos y zonas donde se ubicarán ascensores y escaleras, se sitúan en el centro de la planta. Hay que tener en cuenta esta disposición y diseño en todo momento tanto como la presencia del pilar o viga que da sustentación a la construcción. Para la vivienda escogida el

pilar se encuentra en el muro orientado al Este que separa la cocina de las zonas comunes. Por tanto los materiales del muro que separan la vivienda del exterior o de los rellanos es diferente a la composición de materiales forman la viga. Debido a esto, el flujo de calor que atraviesa un muro será distinto al que atraviesa el otro. A su vez se considerará distinta la temperatura de las zonas comunes de la exterior, detalle que se especificará más adelante. La figura 7 muestra la disposición de las habitaciones de la vivienda de 78 metros cuadrados que se desea enfriar. Además en los anexos se adjunta este plano con mayor resolución.

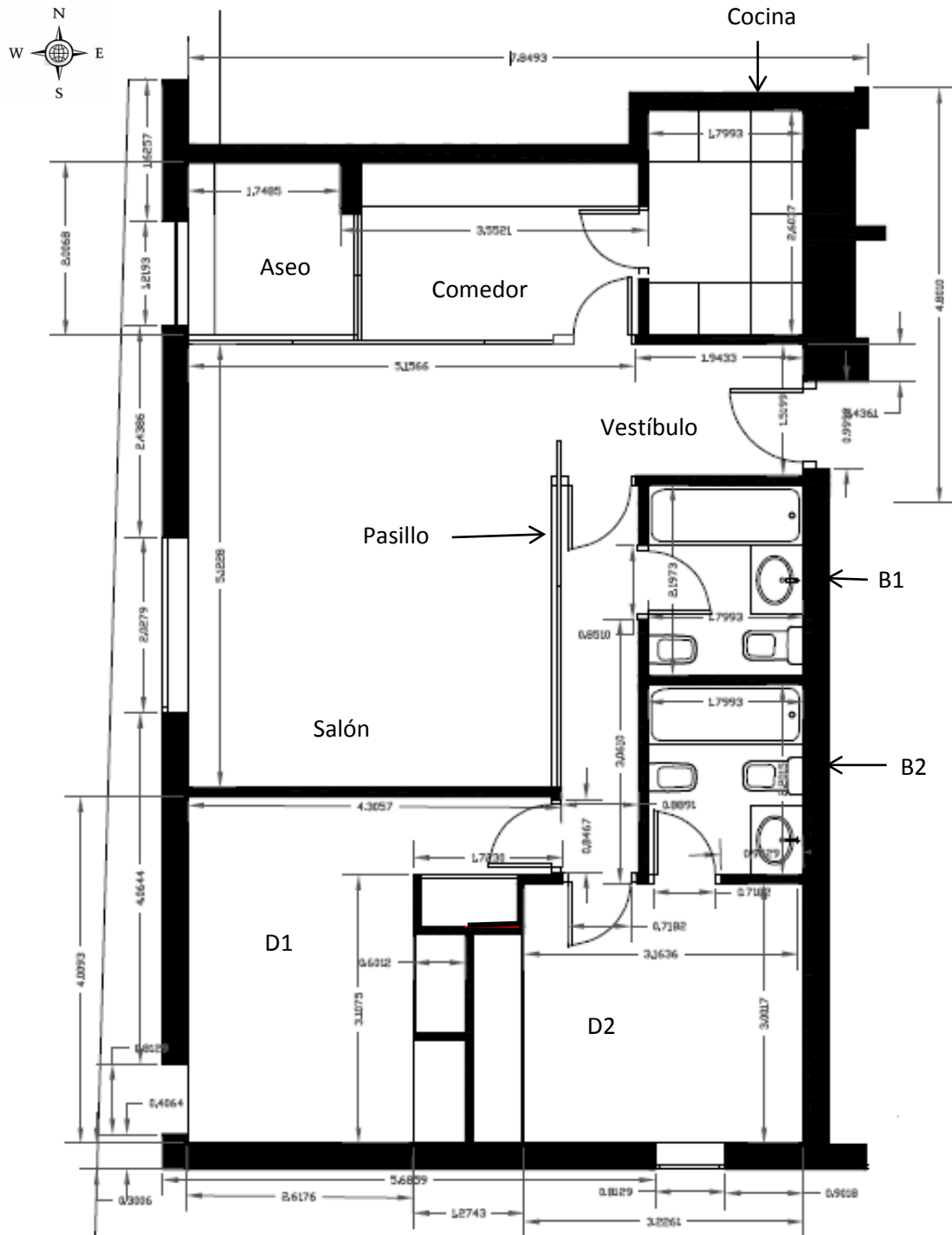


Figura 7 Plano de la vivienda en estudio

2.2 CONDICIONES DE DISEÑO

La vivienda tiene una superficie total de 78,008 metros cuadrados y dispone de las siguientes habitaciones: un salón, una cocina, un comedor, un pequeño aseo, dos dormitorios (D1 y D2 en la figura 7), dos baños (B1 y B2 en la figura 7), el pasillo y vestíbulo que dará a las zonas comunes. En la siguiente tabla se detallan las superficies de cada una de estas habitaciones, así como la superficie de los muros de cada una de ellas. Se ha distinguido el área de las paredes en función de su orientación Norte, Sur, Este u Oeste para facilitar el cálculo de las cargas térmicas por radiación que se detallará más adelante.

La temperatura de confort deseada para la vivienda será de 25°C. Se considera rentable el uso de la máquina de absorción cuando la temperatura exterior es superior a 27°C lo que descarta su funcionamiento por la noche. Obviamente la temperatura de los rellanos y las zonas comunes del edificio, no será la misma que la exterior ni coincidirá con la temperatura de confort de la casa, ergo se supondrá como la media aritmética entre ambas. Sintetizando, las temperaturas que entran en juego en los cálculos de la carga térmica que se detallarán a continuación serán los siguientes:

- Temperatura interior, T_i , que será de 25°C
- Temperatura exterior, T_e , que variará cada diez minutos en función de las medidas tomadas en CSIC.
- Temperatura de las zonas comunes, T_c , donde :

$$T_c = \frac{T_e + T_i}{2} \quad (2.2.1)$$

	Superficie [m ²]	Muro al Oeste [m ²]	Muro al Sur [m ²]	Muro al Norte [m ²]	Muro al Este [m ²]
Salón	21,55	11,29
Cocina	4,67	4,678	6,856
Comedor	6,38	7,249
Aseo	3,85	3,189	4,256
Pasillo	4,038
Vestíbulo	4,23	3,951
Dormitorio 1	14,07	9,78	7,804
Dormitorio 2	11,3	9,61	8,36
Baño 1	3,96	5,712
Baño2	3,96	5,723
Total	78,008	24,089	18,14	16,183	30,046

Tabla 1: Superficie de la vivienda para cada habitación y área de sus muros en función de orientación

La tabla 2 muestra la superficie acristalada (es decir el área de las ventanas) y la superficie de la puerta principal que comunica con el rellano (en el vestíbulo) haciendo distinciones por habitación. Con estos datos se calcularán las cargas térmicas por ventilación habitación a habitación. Como puede verificarse tan solo el salón, los dormitorios y el aseo dispondrán de ventanas. Las ventanas serán un camino para la transmisión de flujo de calor entre el interior de la vivienda y la calle a temperatura T_e . La puerta por otro lado pondrá en contacto el interior a temperatura T_i con el rellano a temperatura T_c .

	Superficie acristalada (m2)	Puerta (m2)
Salón	2,02	...
Cocina
Comedor
Aseo	1,219	...
Pasillo
Vestíbulo	...	2,19
Dormitorio 1	0,8129	...
Dormitorio 2	0,8129	...
Baño 1
Baño2

Tabla 2: Superficie acristalada para cada habitación y superficie de puerta

MATERIALES DE LOS MUROS Y LA CUBIERTA

Seguidamente se detallan los materiales de las distintas capas que componen el techo de la vivienda y la pared de esta. Hay que destacar que parte de la pared que da a las zonas comunes del edificio tiene una composición diferente puesto que alberga la viga que sustenta la construcción. Las pérdidas térmicas por conducción serán menores aquí. Las tablas muestran el espesor de cada material en metros, su conductividad térmica, k , y su resistencia, siendo esta el cociente entre las dos magnitudes anteriores.

$$R = \frac{e}{K} \quad (2.2.2)$$

Techo	Espesor [m]	K [$\frac{W}{m \cdot K}$]	R [$\frac{m^2 \cdot K}{W}$]
Grava	0,1	2	0,05
Poliestireno extrusado	0,08	0,028	2,85
Lámina bituminosa	0,01	0,23	0,043
Forjado bidireccional Aligerado de bovedilla cerámica	0,3	1,66	0,18
Enlucido	0,01	0,5	0,02

Tabla 3: Propiedades de los materiales que componen el techo

Viga	Espesor [m]	K [$\frac{W}{m \cdot K}$]	R [$\frac{m^2 \cdot K}{W}$]
Panel de hormigón prefabricado	0,12	2,5	0,048
Poliuretano plancha	0,04	0,03	1,33
Pilar hormigón armado	0,25	2,08	0,120
Cámara aire	0,2	1	0,2
Tablero cartón yeso	0,01	0,25	0,04

Tabla 4: Propiedades de los materiales que componen el muro con viga

Muro	Espesor [m]	K [$\frac{W}{m \cdot K}$]	R [$\frac{m^2 \cdot K}{W}$]
Panel de hormigón prefabricado	0,12	2,5	0,048
Poliuretano plancha	0,04	0,03	1,33
Cámara aire	0,2	1	0,200
Tablero cartón yeso	0,01	0,25	0,04

Tabla 5: Propiedades de los materiales que componen el muro

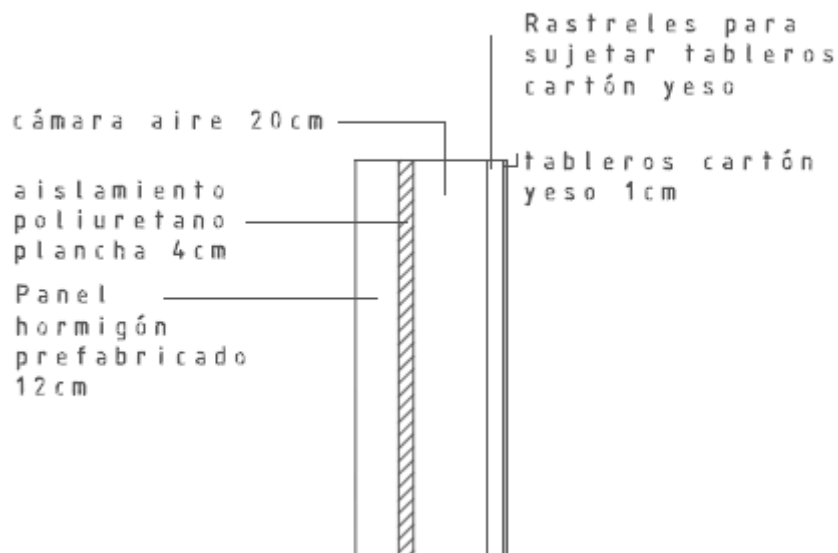


Figura 8 Detalle de la fachada o muro sin pilar

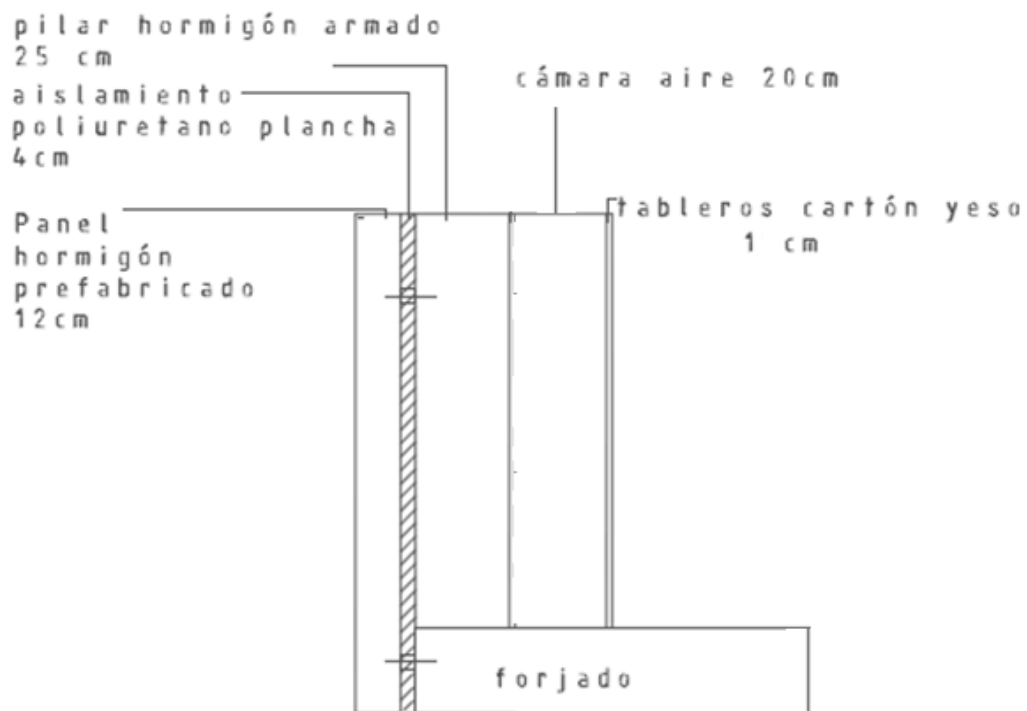


Figura 9 Detalle del muro con pilar o viga

Teniendo en cuenta todas estas consideraciones se pueden calcular las cargas térmicas de transmisión de la vivienda. No obstante hay que tener en cuenta la existencia de valores límites para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U . La vivienda situada en Madrid es clasificada por el Código Técnico de Edificación como perteneciente a la zona climática D3. En la tabla 6 se presentan los valores límites que deben respetar los muros, suelos y cubiertas de esta zona.

**Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica
U en W/m²K**

Cerramientos y particiones interiores	ZONAS A	ZONAS B	ZONAS C	ZONAS D	ZONAS E
Muros de fachada, <i>particiones interiores</i> en contacto con espacios <i>no habitables</i> , primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno ⁽¹⁾ y primer metro de muros en contacto con el terreno	1,22	1,07	0,95	0,86	0,74
Suelos ⁽²⁾	0,69	0,68	0,65	0,64	0,62
Cubiertas ⁽³⁾	0,65	0,59	0,53	0,49	0,46
Vidrios y marcos	5,70	5,70	4,40	3,50	3,10
Medianerías	1,22	1,07	1,00	1,00	1,00

⁽¹⁾ Se incluyen las losas o soleras enterradas a una profundidad no mayor de 0,5 m

⁽²⁾ Las particiones interiores en contacto con espacios no habitables, como en el caso de cámaras sanitarias, se consideran como suelos

⁽³⁾ Las particiones interiores en contacto con espacios no habitables, como en el caso de desvanes no habitables, se consideran como cubiertas

ZONA CLIMÁTICA D3

**Transmitancia límite de muros de fachada y
cerramientos en contacto con el terreno**

U_{Mlim}: 0,66 W/m² K

Transmitancia límite de suelos

U_{Slim}: 0,49 W/m² K

Transmitancia límite de cubiertas

U_{Clim}: 0,38 W/m² K

Factor solar modificado límite de lucernarios

F_{Llim}: 0,28

Tabla 6: Valores límite del coeficiente global de transferencia de calor para cerramientos y particiones interiores y para la zona climática D3

2.3 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

El objetivo del proyecto es aclimatar una vivienda durante cuatro meses de verano para conseguir una temperatura interior agradable de 25°C. El problema reside en las cargas térmicas que aparecen en la vivienda, calentándola y ocasionando que la máquina de absorción tenga que trabajar a mayor o menor potencia. Las cargas térmicas que se van a estudiar serán las siguientes:

- Carga térmica de transmisión.
- Carga térmica de renovación o infiltración.
- Carga térmica de infiltración.
- Carga térmica de radiación.
- Carga térmica interna.

2.3.1 CARGAS DE TRANSMISIÓN

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de energía calorífica entre dos sistemas basado en el contacto directo de sus partículas sin flujo neto de materia y que tiende a igualar la temperatura dentro de un cuerpo o entre diferentes cuerpos en contacto por medio de transferencia de energía cinética de las partículas.

El principal parámetro dependiente del material que regula la conducción de calor en los materiales es la conductividad térmica. Aparecerá así un flujo de calor a través del material que separa dos medios a distintas temperaturas. Hablando coloquialmente, se filtrará calor de las zonas circundantes a la vivienda a mayor temperatura.

• **En contacto con aire exterior: muros (II)**

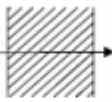
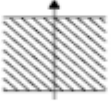
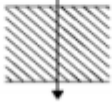
b) Resistencias térmicas superficiales		$R_{\text{Text}} \text{ (m}^2\text{K/W)}$	$R_{\text{Tint}} \text{ (m}^2\text{K/W)}$
Cerramiento vertical		0,04	0,13
Cerramiento horizontal (flujo ascendente)			0,10
Cerramiento horizontal (flujo descendente)			0,17

Tabla 7: Resistencias térmicas superficiales para distintos tipos de cerramientos

Usando R de convección exterior: $R_{he} = 0,04 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$

Usando R de convección interior: $R_{hi} = 0,17 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ para el tejado y $R_{hi} = 0,13 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$ para las paredes.

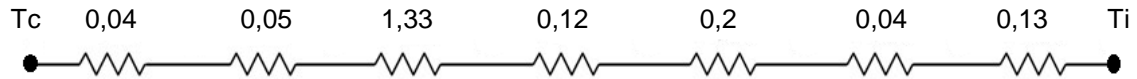
Para el techo:



$$R_{\text{total-techo}} = R_{he} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_{hi} = 3,353 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$$

$$U_{totalt} = \frac{1}{R_{total-techo}} = 0,298 \frac{W}{m^2 \cdot K} < U_{tlim} = 0,38 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

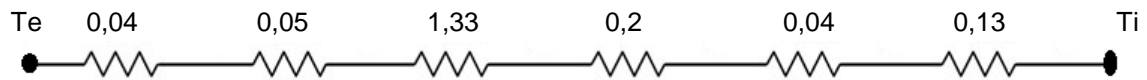
Para la viga:



$$R_{total-viga} = R_{he} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 + R_{hi} = 1,91 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$U_{totalv} = \frac{1}{R_{total-viga}} = 0,523 \frac{W}{m^2 \cdot K} < U_{vlim} = 0,66 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Para el muro:



$$R_{total-muro} = R_{he} + R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_{hi} = 1,79 \frac{m^2 \cdot K}{W}$$

$$U_{totalm} = \frac{1}{R_{total-muro}} = 0,558 \frac{W}{m^2 \cdot K} < U_{mlim} = 0,66 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Puerta	Espesor [m]	K [$\frac{W}{m \cdot K}$]	R [$\frac{m^2 \cdot K}{W}$]
Madera	0,035	0,21	0,167

Tabla 8: Propiedades del material de la puerta principal

$$\text{Para la puerta de entrada : } U_p = 2,94 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\text{Para las ventanas: } U_c = 2,2 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Las temperaturas de cálculo serán:

- Temperatura interior de confort que se pretende fijar a 25°.
- Temperatura exterior medida cada diez minutos. Para el siguiente cálculo se estima en 35°C.
- Temperatura de las zonas comunes del edificio (rellanos y pasillos), que, como expresa la ecuación 2.2.1, se toma como la media de la temperatura exterior y la interior. En este caso es de 30°C.

A continuación se detalla el cálculo de las cargas de transmisión para estos valores. Dichos cálculos han sido obtenidos utilizando el programa matemático MathCAAd. Las expresiones siguientes están directamente extraídas de dicho programa.

Para el cálculo de las cargas de transmisión se utilizará la siguiente ecuación:

$$Q_{tsup} = U_{sup} \cdot A_{sup} \cdot \Delta T \quad (2.3.1.1)$$

Donde Q_{tsup} es el calor de transmisión que atraviesa una superficie determinada, U_{sup} la transmitancia de dicha superficie, A_{sup} su área y ΔT el incremento de temperatura entre los dos medios en contacto con la superficie de estudio. Las distintas áreas de transmisión se han representado siguiendo la siguiente nomenclatura:

- $A_{habitacion}$ es el área del techo o el suelo de una determinada habitación.
- $M_{ohabitacion}, M_{ehabitacion}, M_{nhabitacion}, M_{shabitacion}$, es el área de la pared orientada al Oeste, Este, Norte o Sur de una habitación concreta.
- $C_{habitacion}$ es la superficie acristalada en una habitación.
- $P_{vestibulo}$ es la superficie de la puerta principal situada en el vestíbulo.

CARGAS DE TRANSMISIÓN

TECHO O CUBIERTA

$$Q_{tsalon} := U_{totalt} \cdot A_{salon} \cdot (T_e - T_i) = 65.065 \text{ W}$$

$$Q_{tcocina} := U_{totalt} \cdot A_{cocina} \cdot (T_e - T_i) = 14.1 \text{ W}$$

$$Q_{tcomedor} := U_{totalt} \cdot A_{comedor} \cdot (T_e - T_i) = 19.263 \text{ W}$$

$$Q_{taseo} := U_{totalt} \cdot A_{aseo} \cdot (T_e - T_i) = 11.624 \text{ W}$$

$$Q_{tpasillo} := U_{totalt} \cdot A_{pasillo} \cdot (T_e - T_i) = 15.428 \text{ W}$$

$$Q_{tvestibulo} := U_{totalt} \cdot A_{vestibulo} \cdot (T_e - T_i) = 12.771 \text{ W}$$

$$Q_{td1} := U_{totalt} \cdot A_{d1} \cdot (T_e - T_i) = 42.481 \text{ W}$$

$$Q_{td2} := U_{totalt} \cdot A_{d2} \cdot (T_e - T_i) = 34.118 \text{ W}$$

$$Q_{tbaño1} := U_{totalt} \cdot A_{baño1} \cdot (T_e - T_i) = 11.956 \text{ W}$$

$$Q_{tbaño2} := U_{totalt} \cdot A_{baño2} \cdot (T_e - T_i) = 11.956 \text{ W}$$

MURO AL EXTERIOR (OESTE Y SUR)

$$Q_{msalon} := U_{totalm} \cdot M_{oaseo} \cdot (T_e - T_i) = 16.124 \text{ W}$$

$$Q_{maseo} := U_{totalm} \cdot M_{oaseo} \cdot (T_e - T_i) = 16.124 \text{ W}$$

$$Q_{md1} := U_{totalm} \cdot (M_{sd1}) \cdot (T_e - T_i) = 49.403 \text{ W}$$

$$Q_{md2} := U_{totalm} \cdot (M_{od2} + M_{sd2}) \cdot (T_e - T_i) = 90.747 \text{ W}$$

MURO AL INTERIOR

$$Q_{micomedor} := U_{totalm} \cdot M_{ncomedor} \cdot (T_c - T_i) = 16.848 \text{ W}$$

$$Q_{micocina} := U_{totalm} \cdot M_{ncocina} \cdot (T_c - T_i) = 11.154 \text{ W}$$

$$Q_{miaseo} := U_{totalm} \cdot M_{naseo} \cdot (T_c - T_i) = 10.519 \text{ W}$$

$$Q_{mivestibulo} := U_{totalm} \cdot Me_{vestibulo} \cdot (T_c - T_i) = 9.184 \text{ W}$$

$$Q_{mid1} := U_{totalm} \cdot Me_{d1} \cdot (T_c - T_i) = 18.139 \text{ W}$$

$$Q_{mibaño1} := U_{totalm} \cdot Me_{baño1} \cdot (T_c - T_i) = 13.271 \text{ W}$$

$$Q_{mibaño2} := U_{totalm} \cdot Me_{baño2} \cdot (T_c - T_i) = 13.387 \text{ W}$$

MURO VIGA

$$Q_{mvigacocina} := U_{totalv} \cdot Me_{cocina} \cdot (T_c - T_i) = 1.13 \text{ W}$$

SUPERFICIE ACRISTALADA (VENTANAS) Y PUERTA

$$Q_{csalon} := U_c \cdot C_{salon} \cdot (T_e - T_i) = 30.418 \text{ W}$$

$$Q_{caseo} := U_c \cdot C_{aseo} \cdot (T_e - T_i) = 18.297 \text{ W}$$

$$Q_{cd1} := U_c \cdot C_{d1} \cdot (T_e - T_i) = 12.194 \text{ W}$$

$$Q_{cd2} := U_c \cdot C_{d2} \cdot (T_e - T_i) = 12.194 \text{ W}$$

$$Q_{pvestibulo} := U_p \cdot P_{vestibulo} \cdot (T_c - T_i) = 14.235 \text{ W}$$

Calculamos ahora el valor total de la carga de transmisión:

$$Q_{ttotal} := Q_{tsalon} + Q_{tcocina} + Q_{tcomedor} + Q_{taseo} + Q_{tpasillo} + Q_{tvestibulo} + Q_{td1} + Q_{td2} + \\ + Q_{tbaño1} + Q_{tbaño2} = 238.763 \text{ W}$$

$$Q_{mtotal} := Q_{msalon} + Q_{md1} + Q_{md2} + Q_{maseo} = 172.4 \text{ W}$$

$$Q_{mitotal} := Q_{micocina} + Q_{micomedor} + Q_{miaseo} + Q_{mivestibulo} + Q_{mid1} + Q_{mibaño1} + Q_{mibaño2} = 100.438 \text{ W}$$

$$Q_{ctotal} := Q_{csalon} + Q_{cd1} + Q_{cd2} + Q_{caseo} = 73.102 \text{ W}$$

$$Q_{ptotal} := Q_{pvestibulo} = 14.235 \text{ W}$$

$$Q_{transmision} := Q_{ttotal} + Q_{mtotal} + Q_{mitotal} + Q_{ctotal} + Q_{ptotal} = 598.939 \text{ W}$$

2.3.2 CARGAS DE RENOVACIÓN O VENTILACIÓN SENSIBLE

En este punto se considera la pérdida de calor debida a la renovación de aire de la vivienda. Esta carga térmica desfavorable es necesaria para asegurar la calidad del aire en el interior de la vivienda. Se compensa el aire que se expulsa hacia el exterior con el que se introduce en la vivienda a temperatura exterior.

$$Q_{vent} = m_{ren} \cdot C_{p\ aire} \cdot (T_e - T_i) \quad (2.3.2.1)$$

- m_{ren} el caudal de aire de renovación (Kg/s).
- $C_{p\ aire}$ el calor específico del aire (1004,67 J/KgK)
- T_i la temperatura de diseño en el interior de la vivienda.
- T_e la temperatura en el exterior o en la zona adyacente sin climatizar.

La siguiente tabla muestra los caudales de ventilación mínimos estimados para cada una de las habitaciones de la casa. A continuación se expone el algoritmo de MathCad con el que se han realizado los cálculos.

Carga de ventilación			
HS Salubridad (HS 3: Calidad del aire interior)			
Tabla 2.1 Caudales de ventilación mínimos exigidos			
		Caudal de ventilación mínimo exigido q_v en l/s	
		Por ocupante	En función de otros parámetros
Locales	Dormitorios	5	
	Salas de estar y comedores	3	
	Aseos y cuartos de baño		15 por local
	Cocinas		2
	Trasteros y sus zonas comunes		0,7
	Aparcamientos y garajes		120 por plaza
	Almacenes de residuos		10
⁽¹⁾ Este es el caudal correspondiente a la ventilación adicional específica de la cocina (véase el párrafo 3 del apartado 3.1.1).			
Carga de infiltraciones			
Manual de aire acondicionado de Carrier			
Ventanas → 1.8 m ³ /h		Puertas → 2.5 m ³ /h	

Tabla 9 Caudales de ventilación mínimos

$$\rho := 1.2 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad C_{pa} := 1000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$V_{\text{asalon}} := 12 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vssalon}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{asalon}} \cdot (T_e - T_i) = 144 \text{ W}$$

$$V_{\text{acocina}} := 2 \cdot \frac{1}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$Q_{\text{vscocina}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{acocina}} \cdot (T_e - T_i) \cdot A_{\text{cocina}} = 112.08 \text{ W}$$

$$V_{\text{acomedor}} := 2 \cdot \frac{1}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$Q_{\text{vscomedor}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot A_{\text{comedor}} \cdot V_{\text{acomedor}} \cdot (T_e - T_i) = 153.12 \text{ W}$$

$$V_{\text{aaseo}} := 15 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vsaseo}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{aaseo}} \cdot (T_e - T_i) = 180 \text{ W}$$

$$V_{\text{apasillo}} := 0.7 \cdot \frac{1}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$Q_{\text{vspasillo}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{apasillo}} \cdot (T_e - T_i) \cdot A_{\text{pasillo}} = 42.924 \text{ W}$$

$$V_{\text{avestibulo}} := 0.7 \cdot \frac{1}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

$$Q_{\text{vsvestibulo}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{avestibulo}} \cdot (T_e - T_i) \cdot A_{\text{vestibulo}} = 35.532 \text{ W}$$

$$V_{\text{ad1}} := 10 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vsd1}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{ad1}} \cdot (T_e - T_i) = 120 \text{ W}$$

$$V_{\text{ad2}} := 5 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vsd2}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{ad2}} \cdot (T_e - T_i) = 60 \text{ W}$$

$$V_{\text{abaño}} := 15 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vsbaño1}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{abaño}} \cdot (T_e - T_i) = 180 \text{ W}$$

$$V_{\text{abaño2}} := 15 \cdot \frac{1}{\text{s}}$$

$$Q_{\text{vsbaño2}} := C_{pa} \cdot \rho \cdot V_{\text{abaño2}} \cdot (T_e - T_i) = 180 \text{ W}$$

$Q_{\text{vent_sen}} := Q_{\text{vssalon}} + Q_{\text{vscocina}} + Q_{\text{vscomedor}} + Q_{\text{vsaseo}} + Q_{\text{vspasillo}} + Q_{\text{vsvestibulo}} +$ $+ Q_{\text{vsd1}} + Q_{\text{vsd2}} + Q_{\text{vsbaño1}} + Q_{\text{vsbaño2}} = 1.208 \times 10^3 \text{ W}$

2.3.3 CARGA TÉRMICA DE INFILTRACIÓN

Al igual que la carga térmica de renovación del aire se podría calcular del mismo modo en este punto un caudal de aire infiltrado. Sin embargo dicha estimación resulta dificultosa, ya que es complicado determinar el caudal que entra hacia el interior de la vivienda a través de las rendijas de puertas o ventanas. Por tanto, se supone que la carga térmica debida a infiltraciones será igual al 30 % de la carga térmica de renovación de aire:

$$Q_{infiltracion} = 0,3 \cdot Q_{ventilacion} = 0,3 \cdot 1208 = 362,4 \text{ W} \quad (2.3.3.1)$$

2.3.4 CARGA TÉRMICA DE RADIACIÓN

Se debe a la radiación solar que entra por las ventanas y superficies acristaladas. Este nivel de radiación dependerá de la hora y la orientación de la ventana. A su vez hay que tener en cuenta ciertos factores correctores que se detallan a continuación.

$$Q_{radiación} = I \cdot \pi f \cdot C \quad (2.3.4.1)$$

Donde I será la radiación incidente por unidad de área, πf el producto de cada uno de los factores que se oponen a la radiación y C la superficie acristalada.

Carga de radiación

Radiación: $f(\text{hora, mes, orientación y latitud; superficie; tipo de accesorio})$

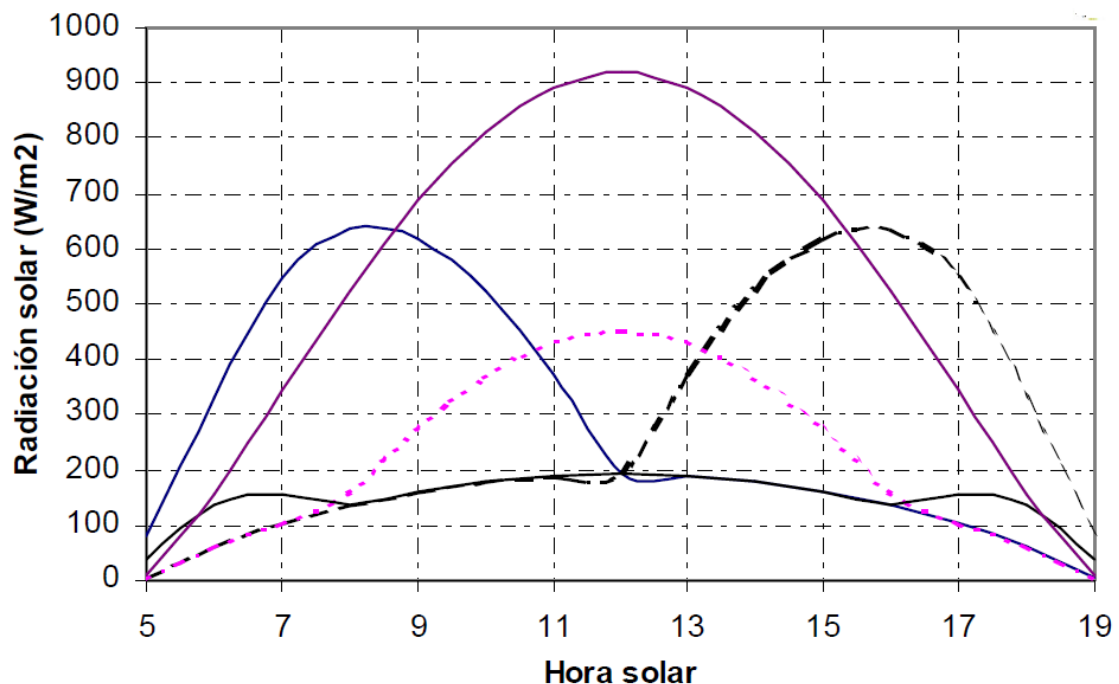


Figura 10 Curvas de radiación solar en función de la orientación

Factor de corrección para el vidrio $f_v = 0,9$

Factor de corrección para elementos de sombra externos (persianas) $f_p=0.9$

Factor de corrección de sombra $f_s = 0,3$

Factor de corrección para elementos de sombra internos (cortinas) $f_c=0.6$

$$I_{\text{sur}} := 450 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad I_{\text{norte}} := 200 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad I_{\text{este}} := 600 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad I_{\text{oeste}} := 600 \cdot \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$$

$$Q_{\text{rsalon}} := I_{\text{oeste}} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_c \cdot f_s \cdot C_{\text{salon}} = 177.401 \text{ W}$$

$$Q_{\text{rd1}} := I_{\text{sur}} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_c \cdot f_s \cdot C_{\text{d2}} = 53.334 \text{ W}$$

$$Q_{\text{rd2}} := I_{\text{sur}} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_c \cdot f_s \cdot C_{\text{d2}} = 53.334 \text{ W}$$

$$Q_{\text{raseo}} := I_{\text{oeste}} \cdot f_v \cdot f_p \cdot f_c \cdot f_s \cdot C_{\text{aseo}} = 106.708 \text{ W}$$

$Q_{\text{radiacion}} := Q_{\text{rsalon}} + Q_{\text{rd1}} + Q_{\text{rd2}} + Q_{\text{raseo}} = 390.778 \text{ W}$
--

2.3.5 CARGA TÉRMICA INTERNA

La carga térmica interna es ocasionada por tres fuentes de calor existentes dentro de la vivienda: la iluminación eléctrica de la vivienda ($Q_{ihabitación}$), las personas cuyos cuerpos desprenden calor ($Q_{iohabitación}$), y los equipos y electrodomésticos de la vivienda ($Q_{iehabitación}$). Como es obvio durante las horas en que esté funcionando la máquina no siempre van a estar los cuatro habitantes que se supone que viven en la casa. Tampoco estarán todas las luces encendidas, ni todos los equipos en uso las 24 horas del día. Por este motivo se usará un factor de uso distinto para cada fuente térmica. Por ejemplo el factor de iluminación será bastante bajo, puesto que la vivienda se aclimata de día en verano y el uso de la luz solar reduce el consumo de luz eléctrica. Por el contrario el factor de ocupación y el de los equipos alcanzará valores más elevados. Con las ecuaciones 2.3.5.1 - 2.3.5.4 calcularemos las cargas internas para cada habitación.

$$Q_{ihabitación} = Q_{iihabitación} + Q_{iohabitación} + Q_{iehabitación} \quad (2.3.5.1)$$

Iluminación $I_{pasillo} := 10 \cdot \frac{W}{m^2}$

$$I_{resto} := 20 \cdot \frac{W}{m^2}$$

Factor de uso de la iluminación (debe tenerse en cuenta que es verano y de día). $f_i := 0.2$

Ocupación $I_{sen-persona} := 60 \cdot W$

$$I_{lat-persona} := 70 \cdot W$$

Factor de ocupación $f_o := 0.75$

Equipos $\text{Salón con televisor de } 150W$

$\text{Dormitorios 1 y 2 con ordenadores de } 250 W$

$\text{Cocina con nevera de } 30W, \text{ lavadora de } 250W, \text{ lavavajillas de } 100W, \text{ horno de } 100W \text{ y televisor e } 200W$

Factor de uso de equipos $f_u := 0.5$

$$Q_{iihabitación} = I \cdot A_{habitación} \cdot f_i \quad (2.3.5.2)$$

$$Q_{iohabitación} = (I_{lat-persona} + I_{sen-persona}) \cdot f_o \cdot n^o \text{ de personas} \quad (2.3.5.3)$$

$$Q_{iehabitación} = Potencia_{equipo} \cdot f_u \quad (2.3.5.4)$$

ILUMINACIÓN

$$Q_{iicocina} := I_{resto} \cdot A_{cocina} \cdot f_i = 18.68 W$$

$$Q_{iicomedor} := I_{resto} \cdot A_{cocina} \cdot f_i = 18.68 \text{ W}$$

$$Q_{iivestibulo} := I_{resto} \cdot A_{vestibulo} \cdot f_i = 16.92 \text{ W}$$

$$Q_{iid1} := I_{resto} \cdot A_{d1} \cdot f_i = 56.28 \text{ W}$$

$$Q_{iid2} := I_{resto} \cdot A_{d2} \cdot f_i = 45.2 \text{ W}$$

$$Q_{iibaño1} := I_{resto} \cdot A_{baño1} \cdot f_i = 15.84 \text{ W}$$

$$Q_{iibaño2} := I_{resto} \cdot A_{baño2} \cdot f_i = 15.84 \text{ W}$$

OCUPACIÓN

$$Q_{iosalon} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 4 = 390 \text{ W}$$

$$Q_{iococina} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 2 = 195 \text{ W}$$

$$Q_{iocomedor} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 4 = 390 \text{ W}$$

$$Q_{ioaseo} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{iopasillo} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{iovestibulo} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{iod1} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 2 = 195 \text{ W}$$

$$Q_{iod2} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{iobaño1} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

$$Q_{iobaño2} := (I_{lat_persona} + I_{sen_persona}) \cdot f_o \cdot 1 = 97.5 \text{ W}$$

EQUIPOS

$$Q_{iesalon} := 150 \cdot W \cdot f_u = 75 \text{ W}$$

$$Q_{iecocina} := 680 \cdot W \cdot f_u = 340 \text{ W}$$

$$Q_{ied1} := 250 \cdot W \cdot f_u = 125 \text{ W}$$

$$Q_{ied2} := 250 \cdot W \cdot f_u = 125 \text{ W}$$

TOTAL

$$Q_{\text{isalon}} := Q_{\text{iisalon}} + Q_{\text{iosalon}} + Q_{\text{iesalon}} = 551.2 \text{ W}$$

$$Q_{\text{icocina}} := Q_{\text{iicocina}} + Q_{\text{iococina}} + Q_{\text{iecocina}} = 553.68 \text{ W}$$

$$Q_{\text{icomedor}} := Q_{\text{iicomedor}} + Q_{\text{iocomedor}} = 408.68 \text{ W}$$

$$Q_{\text{iasao}} := Q_{\text{iiasao}} + Q_{\text{ioasao}} = 153.78 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ipasillo}} := Q_{\text{iipasillo}} + Q_{\text{iopasillo}} = 120.1 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ivestibulo}} := Q_{\text{iivestibulo}} + Q_{\text{iovestibulo}} = 114.42 \text{ W}$$

$$Q_{\text{id2}} := Q_{\text{iid2}} + Q_{\text{iod2}} = 142.7 \text{ W}$$

$$Q_{\text{id1}} := Q_{\text{iid1}} + Q_{\text{iod1}} + Q_{\text{ied1}} = 376.28 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ibano1}} := Q_{\text{iibano1}} + Q_{\text{iobano1}} = 113.34 \text{ W}$$

$$Q_{\text{ibano2}} := Q_{\text{iibano2}} + Q_{\text{iobano2}} = 113.34 \text{ W}$$

$$Q_{\text{interna}} := Q_{\text{isalon}} + Q_{\text{icocina}} + Q_{\text{icomedor}} + Q_{\text{id1}} + Q_{\text{id2}} + Q_{\text{iasao}} + Q_{\text{ipasillo}} + \\ + Q_{\text{ivestibulo}} + Q_{\text{ibano1}} + Q_{\text{ibano2}} = 2.648 \times 10^3 \text{ W}$$

Calculo total de las cargas térmicas

Se han calculado ya todas las cargas térmicas de la vivienda. Se comprueba que las cargas internas han alcanzado el valor más elevado entre todas las calculadas. Es evidente que en verano todo cuerpo que funcione como fuente de calor en el interior de la vivienda va a ser una dificultad a tener en cuenta para la obtención de la temperatura de confort. De estar realizando un estudio del mismo piso, para calefacción en invierno, estas carecerían de importancia. A continuación se calculará la carga térmica total de la vivienda, que será necesaria para estimar la potencia a la que debe trabajar el evaporador de la máquina de absorción. Hay que tener presente, que este valor en vatios es una potencia concreta cuando la temperatura exterior sea únicamente de 35°C, e irá cambiando conforme varíe la temperatura de la calle a lo largo del día.

$$Q_{\text{viv}} := Q_{\text{transmision}} + Q_{\text{vent_sen}} + Q_{\text{infiltracion}} + Q_{\text{radiacion}} + Q_{\text{interna}} = 5.348 \times 10^3 \text{ W}$$

La carga térmica total de la vivienda cuando la temperatura exterior sea de 35°C será de 5348W. Este valor es exclusivo para esta temperatura concreta, por lo que será necesario escribir la expresión que nos relacione la carga térmica de la vivienda con la temperatura. Para esto, hay que tener en cuenta que este valor dependerá de dos temperaturas, la exterior y la de las zonas comunes del edificio, que será a su vez función de la temperatura exterior como se ha explicado anteriormente. Se deben calcular los coeficientes UA para ambas temperaturas y se considerarán constantes para los cálculos necesarios durante todo el verano. Estos valores se llamarán UA_{ext} y UA_{int} .

$$Q_{viv} := UA_e \cdot (T_e - T_i) + UA_i \cdot (T_c - T_i) + 1.3 \cdot Cp VA \cdot (T_e - T_i) + (Q_{radiacion} + Q_{interna}) = 5.348 \times 10^3 \text{ W}$$

$$\rightarrow UA_e + Cp VA + Cp VA \cdot 0.3 = 212.868 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^3 \cdot \text{K}} = UA_{ext}$$

$$\rightarrow UA_i = 36.275 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{kg}}{\text{s}^3 \cdot \text{K}} = UA_{int}$$

$$\rightarrow (Q_{radiacion} + Q_{interna}) = 3.038 \times 10^3 \text{ W}$$

Las cargas de radiación y las cargas internas se considerarán constantes e independientes de la temperatura exterior. El valor obtenido para el coeficiente UA exterior es de $212,868 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{Kg}}{\text{s}^3 \cdot \text{K}}$ y $36,725 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{Kg}}{\text{s}^3 \cdot \text{K}}$ para el coeficiente UA interior. Sustituyendo la ecuación que da los valores de la carga térmica en función de la temperatura será:

$$Q_{viv} = 212.868 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot (T_e - T_i)}{\text{K} \cdot \text{s}^3} + 36.275 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2 \cdot (T_c - T_i)}{\text{K} \cdot \text{s}^3} + 3.038 \times 10^3 \text{ W} \quad (2.3.6)$$

3 REFRIGERACION POR ABSORCION DE SIMPLE EFECTO CONDESADA POR AIRE.

La siguiente figura muestra un esquema de la máquina estudiada en este proyecto. Como puede observarse está compuesta por un generador, un condensador, un evaporador y un absorbedor como componentes principales. También dispone de un recuperador de calor, tres bombas (la bomba de disolución entre el recuperador y el absorbedor, la bomba del absorbedor y la del evaporador), una válvula de expansión, un ventilador para el conjunto absorbedor-condensador y un fan-coil para el evaporador, que será el encargado de enfriar el aire de la vivienda.

Las máquinas de absorción de simple efecto condensadas por agua presentan una serie de problemas como un mayor consumo de agua, la necesidad de una torre de refrigeración así como la posibilidad de legionella. Como ya se ha dicho, en este proyecto trabajaremos con una máquina de absorción cuya principal innovación será su condensación directa por aire, dicha mejora solventa los problemas anteriormente citados. Esta es todavía una tecnología experimental que se está desarrollando en los laboratorios de CSIC. No obstante el aire presenta una serie de inconvenientes, pues posee una conductividad térmica muy baja, lo que requiere el uso de intercambiadores de calor de mayor área. A su vez se requieren unas condiciones de trabajo específicas.

Máquina de absorción condensada por aire:

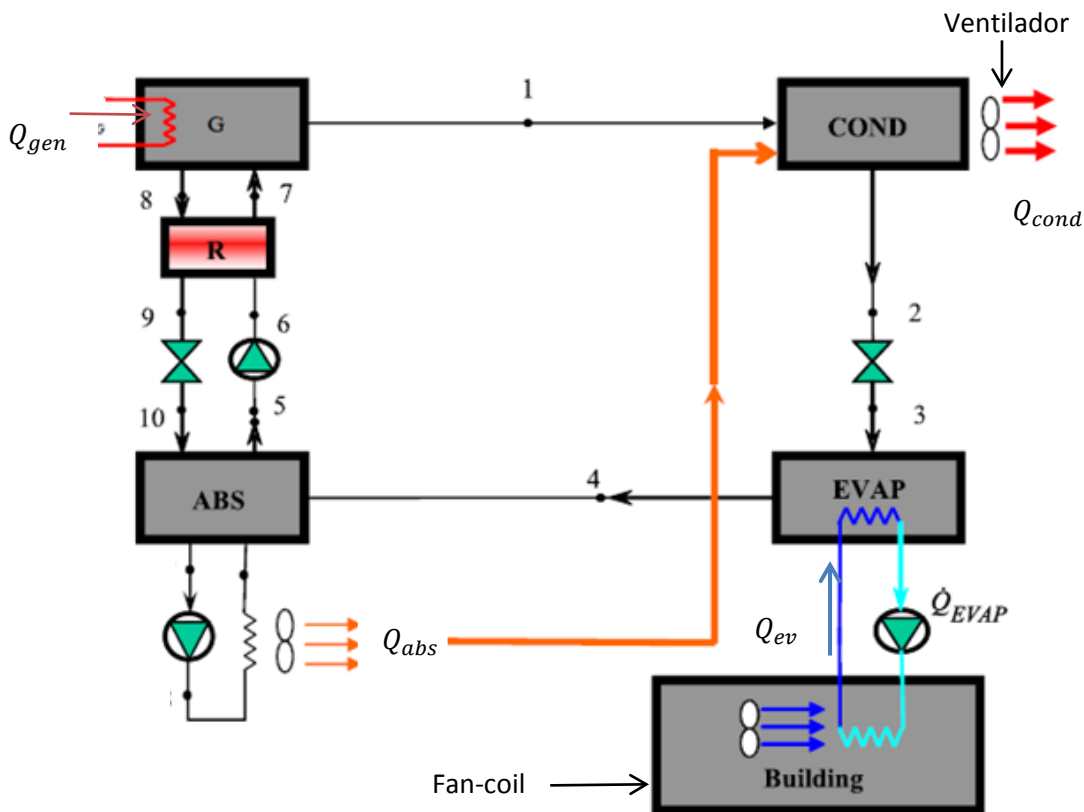


Figura 11 Componentes de la máquina de absorción de simple efecto condensada por aire

La temperatura de condensación del sistema aumenta cuando el fluido refrigerador es aire, lo que tiene como consecuencia una mayor temperatura de ebullición en el generador. Esto se debe a que los sistemas condensados por aire operan a la temperatura de bulbo seco mientras que los condensados por agua utilizan torres de refrigeración para el intercambio de calor, dependientes de la temperatura de bulbo húmedo.

El ciclo de operación se ve desplazado hacia una zona de mayores temperaturas y concentraciones de disolución, acercándose a la zona de cristalización de BrLi. Si se pretende evaporar refrigerante a una temperatura aumentando la temperatura de absorción, la concentración de la disolución aumenta y aparece riesgo de cristalización. Este problema es el mayor inconveniente en la tecnología de la absorción condensada por aire.

Los sistemas condensados por agua operan con temperaturas máximas de condensación de 40°C, mientras que el sistema condensado por aire puede trabajar con temperaturas que alcanzan los 55°C, o incluso superiores. Como la temperatura de bulbo húmedo siempre es inferior a la de bulbo seco, el sistema que condensa por aire tiene unas temperaturas de absorción y condensación mayores.

Esto influirá sobre el COP de forma negativa, y en la capacidad de producir frío en el evaporador cuando las condiciones ambiente sean extremas. La disolución aumentará su temperatura por lo que el absorbedor no podrá trabajar con la misma cantidad de vapor refrigerante. Si el refrigerante no es absorbido la temperatura de evaporación aumenta por lo que la eficiencia o COP disminuirá.

Una ventaja aportada por la condensación por aire es la ausencia de la torre de refrigeración, que reduce el coste de inversión de la máquina notablemente (entre un 25-30%).

Los componentes de la máquina serán los mismos que los de las máquinas condensadas por agua a excepción de las torres de enfriamiento. En vez de esta, se utiliza un intercambiador de calor con ventilador. En este estudio se va a trabajar con el sistema experimental del CSIC de Arganda del Rey, Madrid.

La máquina de absorción utiliza tres circuitos:

- Agua caliente de alimentación al generador.
- Agua fría de efecto útil
- Aire de enfriamiento del conjunto condensador-absorbedor.

Sistema de generación de frío

Se compone de la fuente de calor, la máquina de absorción condensada por aire, el fan-coil o ventilador que suministrará frío a la vivienda así como de la propia vivienda.

Fuente de calor

Se usará una caldera de gas natural para producir calor que se transmitirá al generador. Recuérdese que como se mencionó en el primer apartado la máquina es de tipo directo.

Circuito de agua caliente

El agua calentada en el intercambiador de placas llega al generador impulsada por la bomba donde transfiere el calor a la disolución. Esta se irá calentando hasta alcanzar la ebullición, lo que separará una masa de refrigerante que fluirá hacia el condensador.

Circuito de condensación-absorción

El flujo de calor tendrá lugar a través de un intercambiador agua-aire. El agua se moverá por este intercambiador en un circuito cerrado, siendo enfriada por aire exterior que es empujado por el ventilador, pudiendo a su vez esta, refrigerar el absorbedor y el condensador. El calor de absorción y condensación se transfieren primero al agua del circuito cerrado y luego al aire.

Circuito de agua fría

El refrigerante en estado líquido transfiere su calor latente al agua que se encuentra en el evaporador procedente del fan-coil situado en la vivienda. En el ventilador o fan-coil el agua absorbe calor del aire de la casa y lo enfría consiguiendo la temperatura de confort. Dicho de otra forma el ventilador impulsa aire frío que se ha refrigerado con el agua procedente del evaporador. El fan-coil funciona por lo tanto como un intercambiador de calor agua-aire.

A continuación se procederá a evaluar los distintos parámetros con los que funcionaría la máquina de absorción para una temperatura exterior de 35°C. Recuérdese que la temperatura de confort interior requerida es de 25°C. Téngase en cuenta que la potencia alcanzada en el evaporador se usará como parámetro de diseño para la máquina pues será igual al valor de la carga térmica de la vivienda para esa temperatura exterior. Se calcularán los valores de entalpía y temperatura para cada uno de los puntos del ciclo mostrados en la figura 11, así como caudales de disolución y refrigerante, concentraciones a la salida de generador y refrigerador, y las potencias generadas por cada componente.

Los datos de entrada para el programa son los siguientes:

- Temperatura exterior: $T_e = 35^\circ\text{C} = 308\text{K}$
- Potencia nominal del evaporador: $Q_{ev} = 5348\text{W}$
- Temperatura alcanzada en el evaporador: $T_{ev} = 5^\circ\text{C} = 278\text{K}$
- Temperatura alcanzada en el condensador: $T_{cond} = T_{ext} + 10 = 45^\circ\text{C} = 318\text{K}$

La temperatura del condensador oscilará entre 10 y 13°C por encima de la temperatura exterior. Para temperaturas externas muy elevadas, cercanas a los 40°C , el condensador operará unos 10°C por encima de esta. Cuando la temperatura exterior sea más moderada este incremento de temperatura rondará los 13°C .

Para calcular la concentración de la disolución en los distintos puntos del sistema, recurrimos al siguiente diagrama conocido como diagrama de Dühring. Representa las propiedades físicas de la disolución. El ciclo de absorción quedará definido por la presión de saturación de la disolución, la concentración y las temperaturas de la disolución y del refrigerante para la disolución de LiBr/H₂O. Se denomina así puesto que ha sido diseñado siguiendo la llamada regla de Dühring, la cual afirma que si el punto de ebullición de una disolución lo representamos frente al punto de ebullición del disolvente puro, los puntos correspondientes a distintas presiones se aproximan a una recta. Dichas rectas se observan en el centro del diagrama. Cabe destacar, que como se aprecia la concentración máxima es de un 70%, ya que superada esta pueden aparecer problemas de cristalización. Los ciclos de simple efecto condensados por aire para temperaturas cercanas a los 40°C operan muy cerca del límite de cristalización y la concentración en el generador sólo podría incrementarse un 3%.

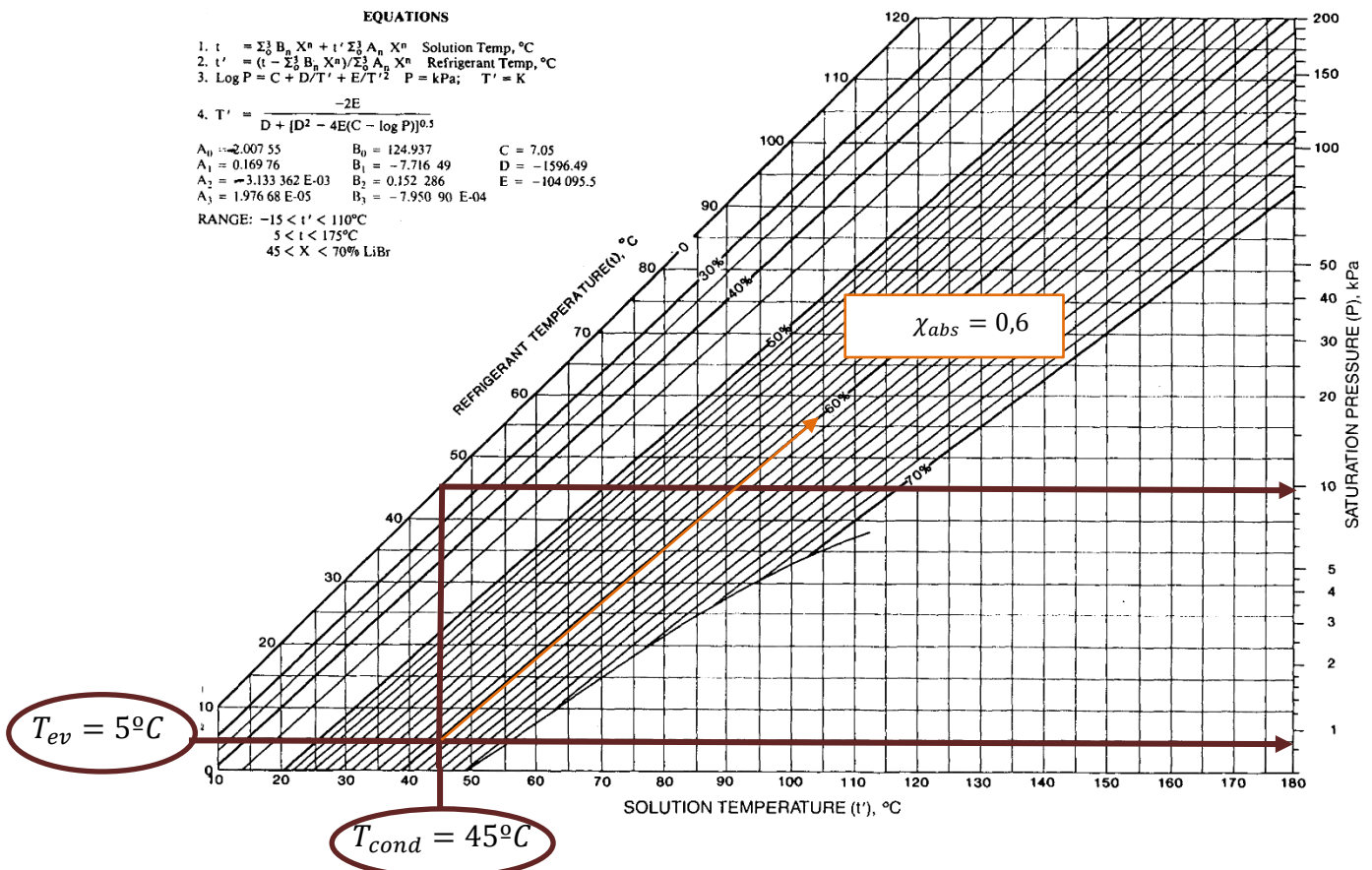


Figura 12 Diagrama de Dühring

Trazando rectas en función de la temperatura del evaporador y del condensador, como muestra la figura 12 se hallan los siguientes datos:

- $X_{abs} = 0,6$
- $P_{ev} = 650 \text{ Pa}$
- $P_{gen} = 10000 \text{ Pa}$

RÉGIMEN DE CARGA

Definimos *régimen de carga* como el cociente entre la carga térmica total de la vivienda, para la temperatura máxima alcanzada en el periodo de estudio y la carga térmica en un momento dado. La temperatura máxima se alcanza el día 26 de Agosto es de 38,57°C y se consigue una carga térmica de 6162.58 W.

$$Q_{vivmax} := 6162.58 \cdot W \quad (3.1)$$

$$P := \frac{Q_{ev}}{Q_{vivmax}} = 0.868 \quad (3.2)$$

Con esto ya podemos calcular como aumenta la concentración de refrigerante. Estimamos el óptimo en un 6%, es decir en 0,06. A su vez supondremos un caudal másico de refrigerante de un kilogramo por segundo.

$$\Delta = P \cdot 0,06 = 0,052 \quad (3.3)$$

En el generador: $\chi_{gen} = (1 + \Delta) \cdot \chi_{gen} \quad (3.4)$

$$\chi_{gen} = (1 + 0,052) \cdot 0,6 = 0,63$$

Caudal de refrigerante $m_r := 1 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

Caudal de disolución $m_d = \frac{\chi_{gen} \cdot m_r}{\chi_{gen} - \chi_{abs}} = 21 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} \quad (3.5)$

De la ecuación 3.2 se deduce que conforme aumente la carga térmica de la vivienda, aumentará el régimen de carga. La carga térmica a su vez se incrementará con las subidas de la temperatura exterior, de esta forma cuanto más cercana sea la temperatura a su valor máximo registrado mayor será el régimen de carga hasta alcanzar el valor unidad.

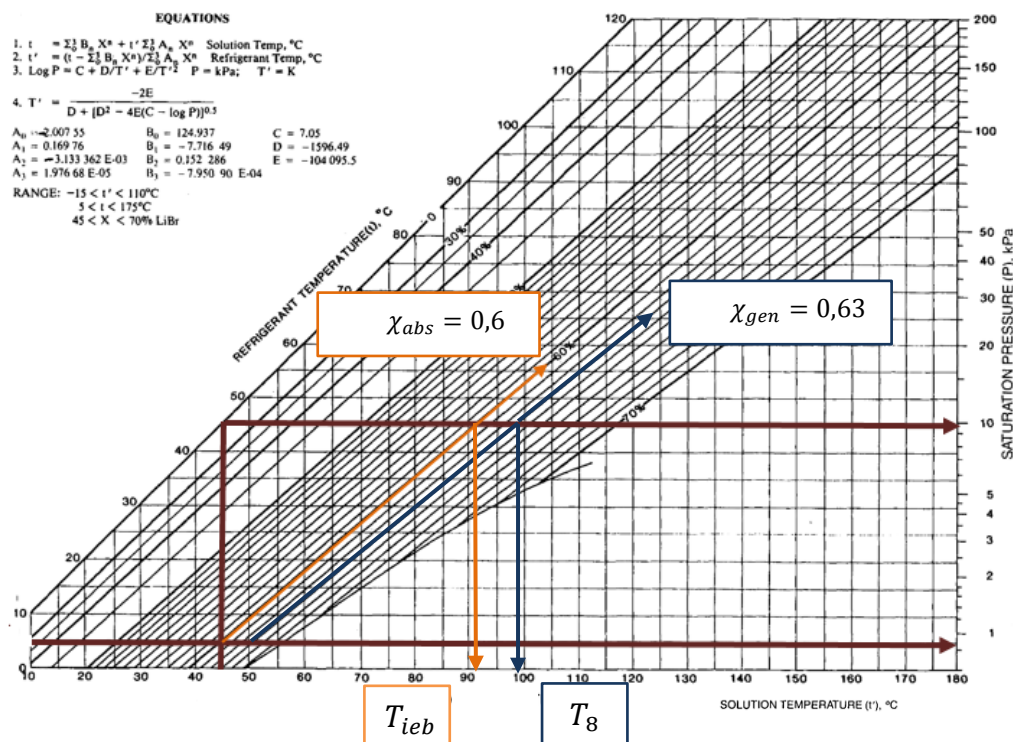


Figura 13 Diagrama de Dühring con las concentraciones de trabajo

Se observa como se ha mencionado, que para temperaturas muy elevadas (cercanas a 40 °C como es el caso de los 35 °C con los que estamos trabajando) la diferencia entre la concentración a la salida del generador y a la salida del absorbedor no debe superar el 3%.

$$\Delta x = (x_{gen} - x_{abs}).100\% = (0,63 - 0,6).100\% = 3\% \quad (3.6)$$

Este ciclo ha sido diseñado para no entrar en zona de cristalización. Se fija el límite de seguridad en una concentración máxima en el generador del 65%. Antes de continuar es importante resaltar que para la temperatura máxima registrada durante todo el verano (38,57°C) el ciclo no se encuentra fuera del límite de seguridad. La temperatura del condensador alcanzaría un valor de 10 °C por encima de esta temperatura, alcanzando los 48,57 °C y siendo la temperatura de evaporación constante e igual a 5°C. El régimen de carga tendría valor unidad, pues se está trabajando con la carga térmica máxima, siendo $\Delta = 0,06$. Utilizando el diagrama de Dühring como muestra la figura 14 y aplicando la ecuación 3.4 se pueden calcular las concentraciones a la salida del generador y del absorbedor.

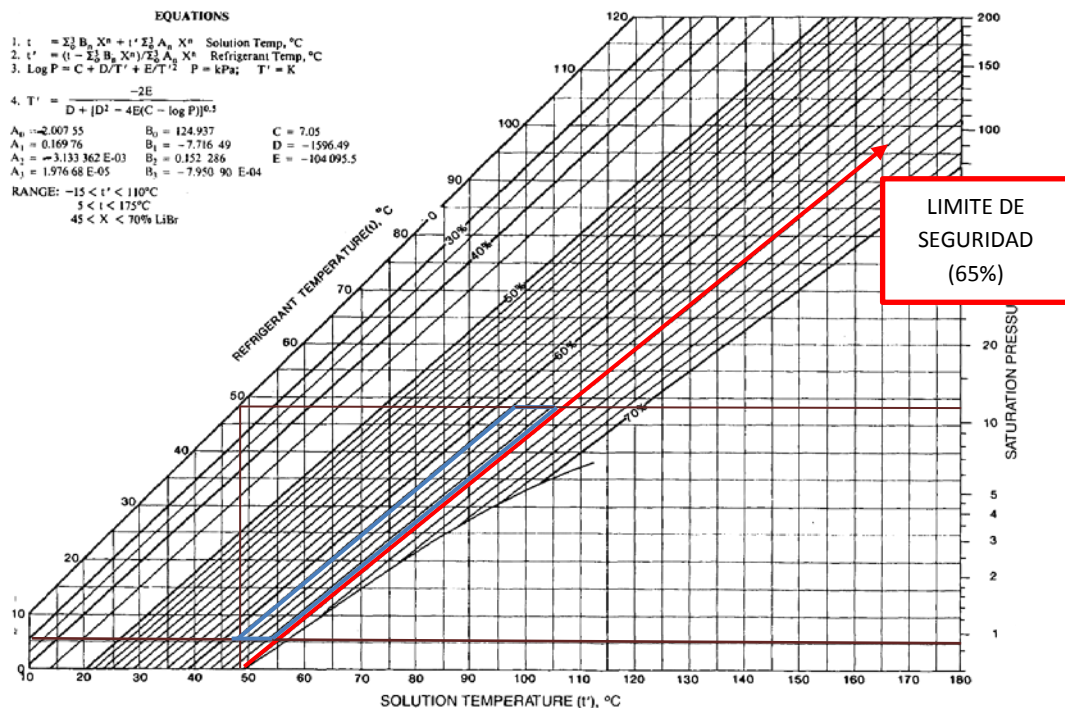


Figura 14 Diagrama de Dühring con las concentraciones obtenidas para la temperatura máxima estacional.

$$x_{abs} = 0,613$$

$$x_{gen} = 0,631 \cdot (1 + 0,06) = 0,649$$

Ambos valores no suponen problemas de cristalización. El ciclo de disolución queda no obstante muy cercano al límite de cristalización. Esto es típico de la absorción condensada por aire. De estar ante un ciclo igual pero con condensación por agua el ciclo quedaría desplazado a la izquierda del diagrama con concentraciones menores para generador y absorbedor.

Volviendo a la figura 13 y conociendo el valor de las concentraciones a la salida del generador y del absorbedor se pueden calcular las temperaturas inicial y final de ebullición en el generador. Por lo tanto la ebullición se producirá entre 91°C (temperatura representada como T_{ieb}) y 99°C , temperatura a la salida del generador que tendrán los puntos 1 y 8.

- $T_{ieb} = 91^\circ\text{C}$
- $T_8 = T_1 = 99^\circ\text{C}$

Ahora podemos calcular los parámetros termodinámicos de los puntos 8 y 5

Sabiendo que:

- $T_8 = 99^\circ\text{C}$ $X_8 = X_{gen} = 0,63$

- $T_5 = T_{abs} = 45^\circ\text{C}$ $X_5 = X_{abs} = 0,6$

La figura 15 muestra diagrama de Merkel. Relaciona las magnitudes de entalpía, temperatura y concentración de refrigerante. Con este diagrama se calcularán las entalpías de los puntos 5 y 8 como se muestra a continuación en la figura 16, donde se representan las líneas verticales de concentración constante para estos dos puntos. La intersección de estas con las curvas de temperatura nos darán los valores de entalpía deseados.

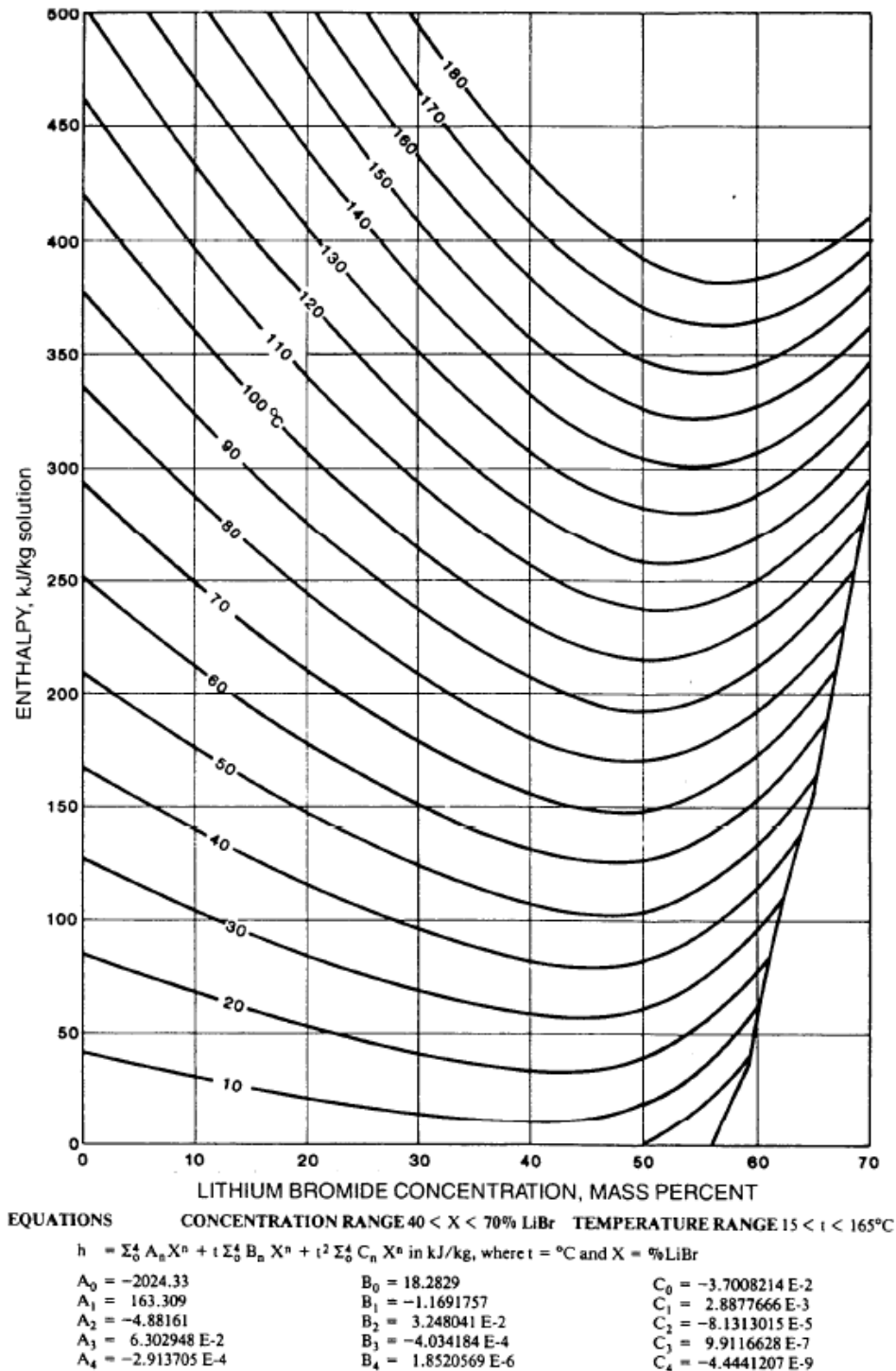


Figura 15 Diagrama de Merkel de las disoluciones de LiBr-H₂O

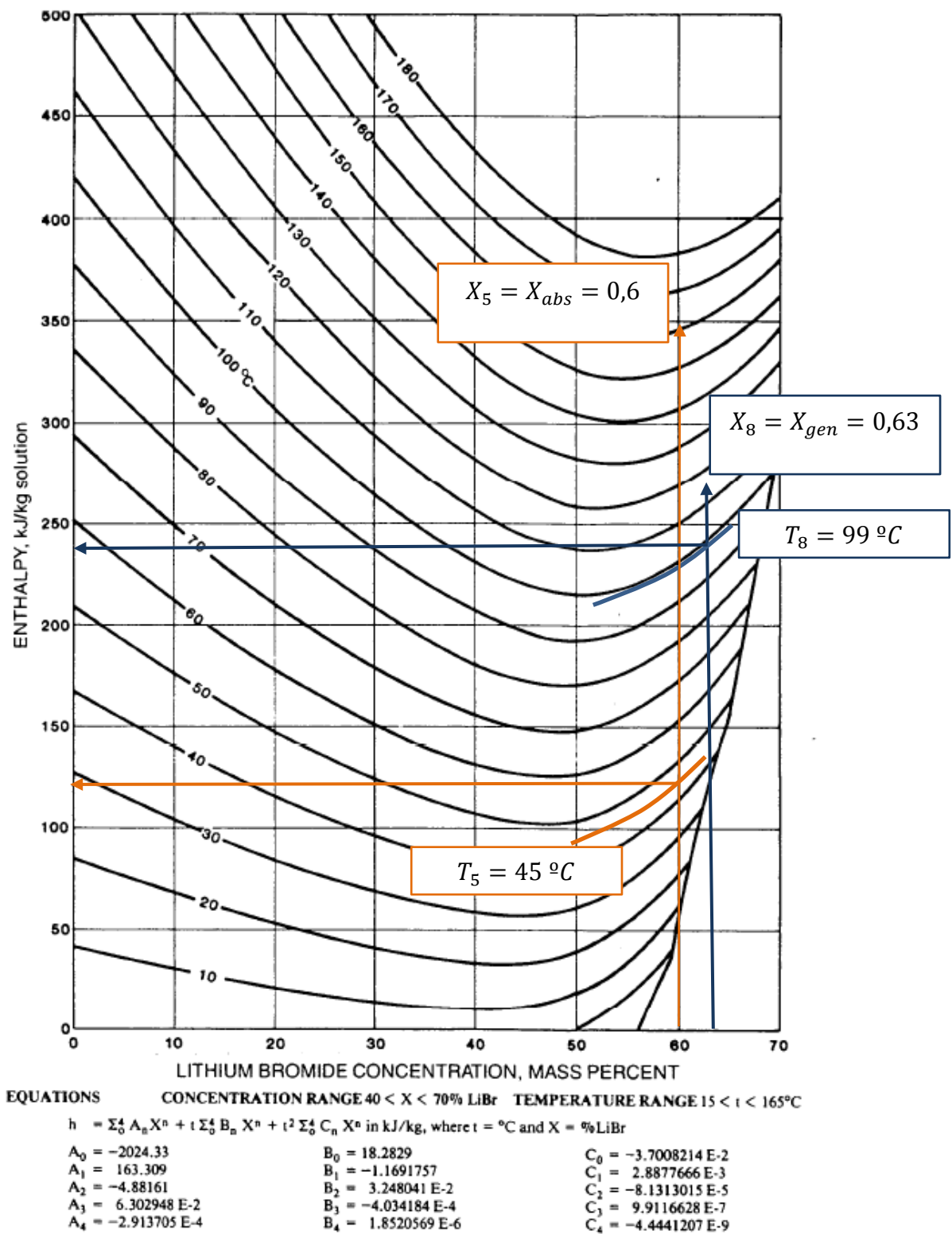


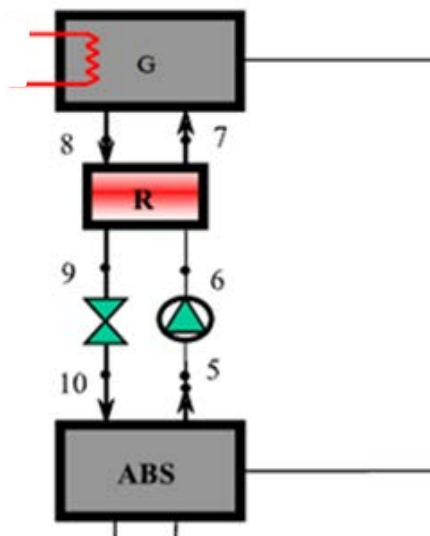
Figura 16 Diagrama de Merkel de las disoluciones de LiBr-H₂O para el cálculo de los puntos 5 y 8

Las entalpías para el punto 5 y 8 serán:

- $h_5 = 120 \frac{kJ}{kg}$
- $h_8 = 242 \frac{kJ}{kg}$

PUNTO 6

Necesitamos conocer algunos parámetros de diseño de la bomba. Como se mostró en las ecuaciones 1.2.11, 1.2.12, 1.2.13, se requiere saber cuál es la densidad de la disolución a la que trabaja la bomba así como el rendimiento con el que funciona. Suponemos un rendimiento del 50% para la conversión global de electricidad en energía de flujo. Es necesario calcular la densidad de la disolución de bromuro litio, conociendo la concentración en el absorbedor.



**Figura 17 Detalle del generador y absorbedor
de la máquina**

La figura 18 representa la variación de la densidad de la disolución en función de la concentración y de la temperatura. Conociendo que la concentración de la disolución a la salida del absorbedor es de 0,6 se puede calcular la densidad de esta.

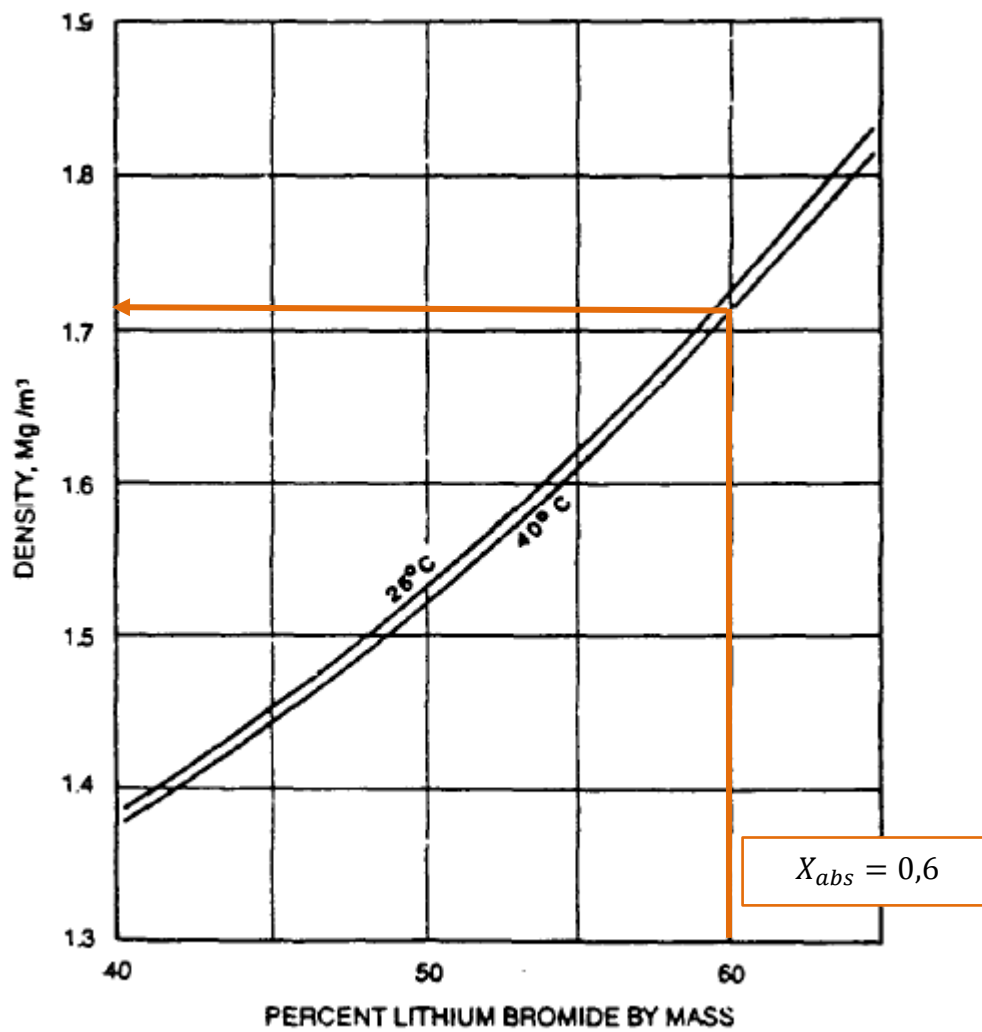


Figura 18 Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro litio

$$\rho_d := 1710 \frac{kg}{m^3}$$

$$\eta_b := 0.5$$

$$\omega_{elb_h} := (P_{cond} - P_{ev}) \cdot \frac{m_d}{\eta_b \cdot \rho_d \cdot m_T} = 229.64 \frac{J}{kg}$$

$$h_6 := \left(\frac{\omega_{elb}}{m_d} \right) + h_5 = 1.2 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

PUNTO 7

Suponemos la eficiencia del recuperador de un 60%. Despejando en la ecuación 1.2.15 se obtiene la entalpía del punto 7:

$$h_7 := \varepsilon_R \cdot (h_8 - h_6) + h_6 = 1.93 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

PUNTO 9

Calculamos el calor recuperado por la disolución fría, que será útil para cálculos posteriores, así como la entalpía en el punto 9 a partir de la ecuación 1.2.14.

$$q_{rec} := \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_7 - h_6) = 1.533 \times 10^6 \frac{J}{kg}$$

$$h_9 := h_8 - \frac{q_{rec}}{m_d} = 1.69 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

PUNTO 10

Puesto que la válvula se considera isoentálpica la entalpía en los puntos 9 y 10 será la misma. Esta igualdad ya se manifestó en la ecuación 1.2.10 del primer apartado de este proyecto.

$$h_{10} := h_9 = 1.69 \times 10^5 \frac{J}{kg}$$

PUNTO 1

La entalpía del punto 1 es la del vapor obtenido a la temperatura media de:

$$T_1 = \frac{T_B + T_{ieB}}{2} = 368 \text{ K} \quad (3.6)$$

Conociendo que la presión de este punto equivale a la del generador (10000Pa) se calcula la entalpía en 1 del siguiente diagrama y obteniéndose:

$$h_1 = 2655 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

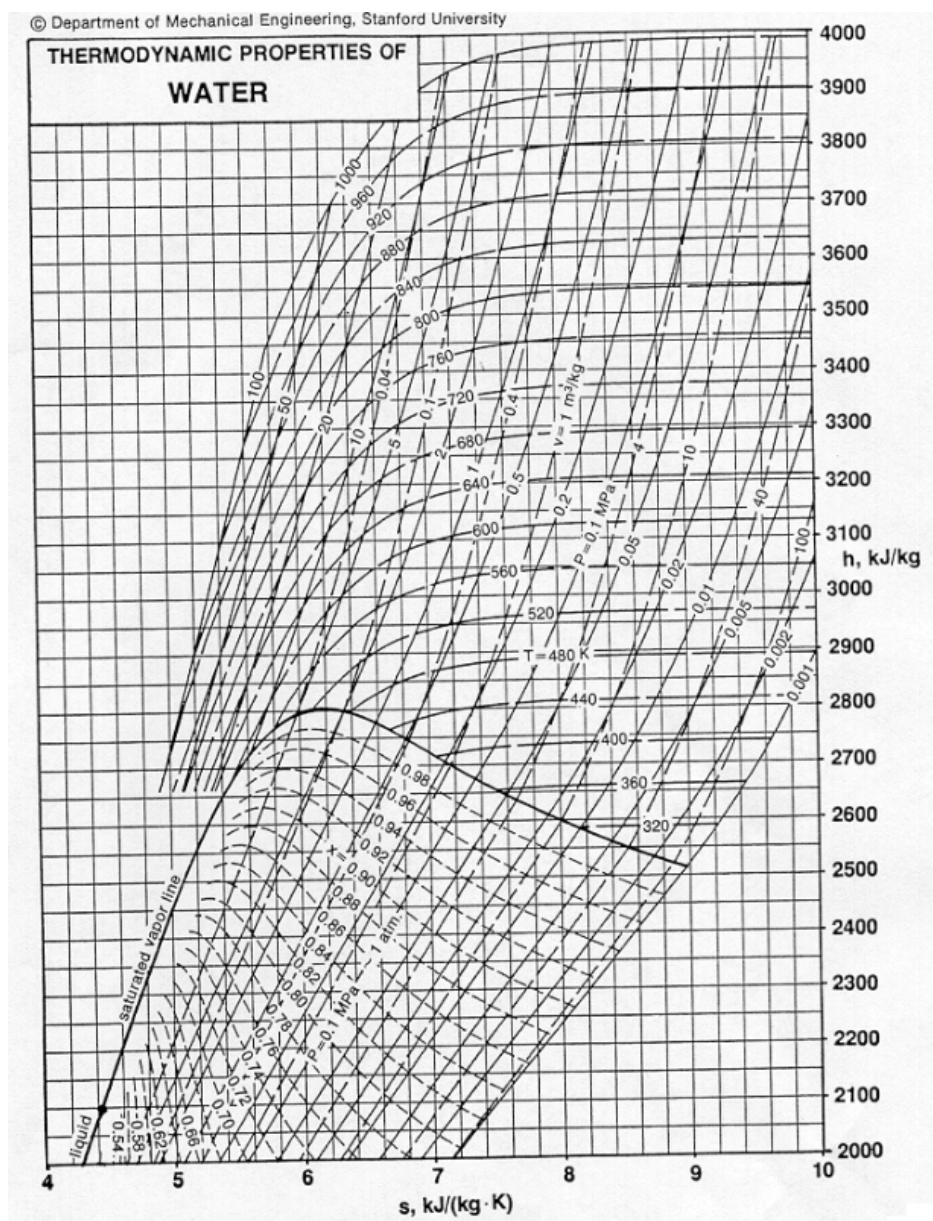


Figura 19 Propiedades termodinámicas del agua

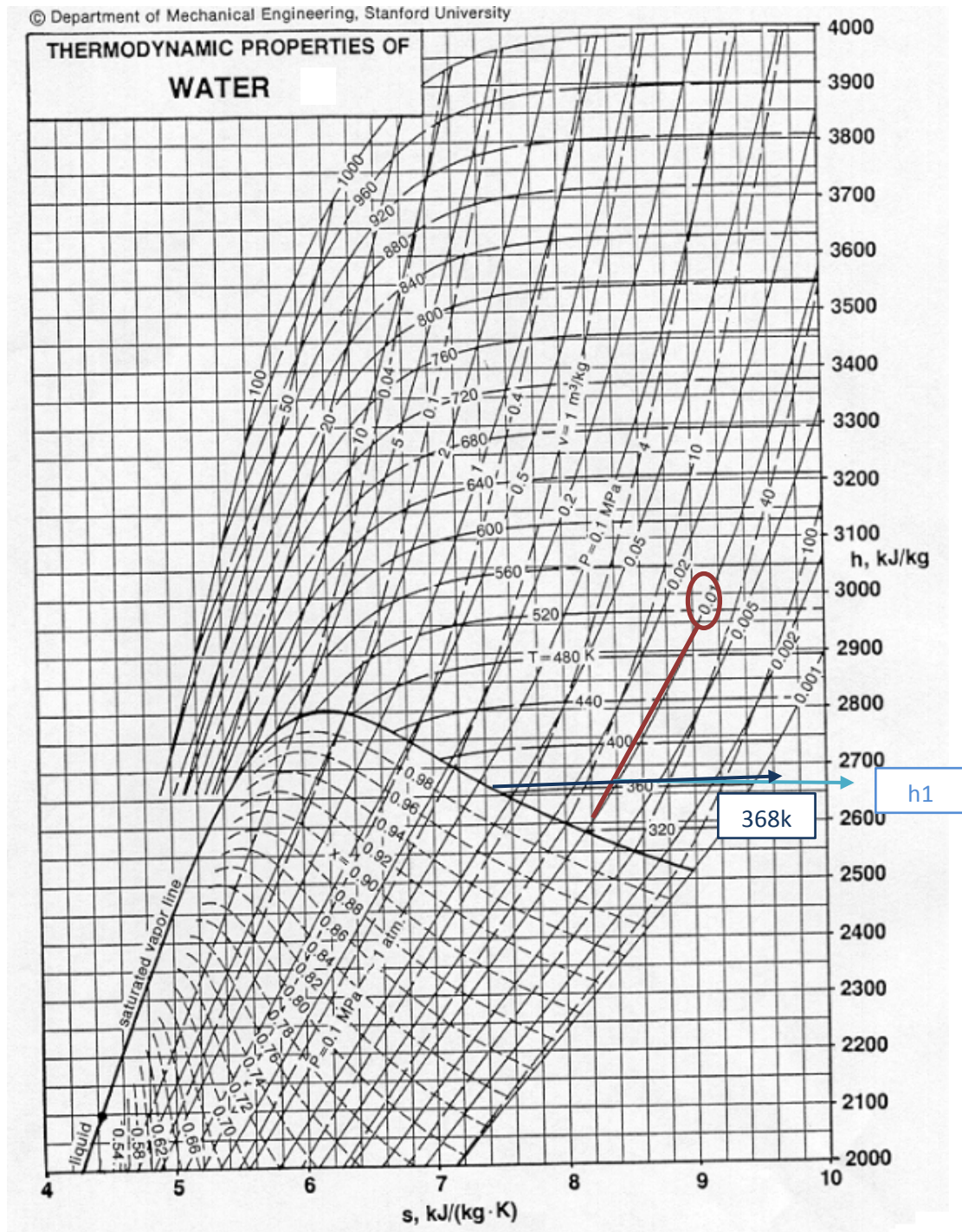


Figura 20 Propiedades termodinámicas del agua, cálculo de la entalpía en 1

PUNTO 4

$$T_4 := T_{ev} = 278 \text{ K}$$

$$P_4 := P_{abs} = 650 \text{ Pa}$$

Con estos datos, vamos a una tabla de vapor saturado,

$$h_4 := 2600000 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

PUNTO 2

$$T_2 := T_{cond} = 318 \text{ K}$$

$$C_{p\text{agua}} := 4180 \cdot \frac{\text{J}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$$

$$h_2 := C_{p\text{agua}} \cdot (T_2 - 273 \cdot \text{K}) = 1.88 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

PUNTO 3

La entalpía del punto 3 coincide con la del punto 2 puesto que la válvula es isoentálpica. Véase ecuación 1.2.9.

$$h_3 := h_2 = 1.88 \times 10^5 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Ahora el programa Mathcad desarrollado nos da los siguientes datos de salida. Queda así estudiado todo el problema para el caso de temperatura exterior de 35°C, con la ecuación de carga térmica de la vivienda estudiado anteriormente.

EFECTO ÚTIL	$q_e := (h_4 - h_3) = 2.412 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
-------------	---

GENERADOR	$q_{gen} := (h_1 - h_8) + \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_8 - h_7) = 3.442 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
-----------	---

ABSORBEDOR	$q_{abs} := (h_4 - h_{10}) + \frac{m_d \cdot (h_{10} - h_5)}{m_r} = 3.46 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
------------	--

CONDENSADOR	$q_{cond} := h_1 - h_2 = 2.467 \times 10^6 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
-------------	--

BOMBA	$q_b := \frac{\omega_{elb_h}}{\eta_b} = 459.28 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$
-------	---

CALOR RECUPERADO $q_r := \frac{m_d}{m_r} \cdot (h_7 - h_6) = 1,113 \times 10^6 \frac{J}{kg}$

EFICIENCIA ENERGETICA $COP := \frac{h_4 - h_2}{(h_1 - h_7) + (h_7 - h_6) \cdot \frac{m_d}{m_r} + q_b} = 0.64$

El valor del COP obtenido es de 0,64, valor que no oscilará demasiado para este tipo de máquinas condensadas por aire. Más adelante se comentará como varía el COP para determinados días.

Una vez calculados estos parámetros se hallan los valores reales de caudal de disolución y refrigerante, así como las potencias reales a las que trabajará cada componente de la máquina. Las ecuaciones empleadas son las enunciadas en el apartado 1.2: (ecuaciones 1.2.19 hasta 1.2.26).

VALORES NUMÉRICOS EN UNA MÁQUINA REAL

$$Q_{ev} = 5.384 \times 10^3 W$$

CAUDAL DE REFRIGERANTE
EVAPORADO

$$M_r := \frac{Q_{ev}}{q_e} = 2.231 \times 10^{-3} \frac{kg}{s}$$

CAUDAL DE
DISOLUCIÓN

$$M_d := \frac{m_d \cdot M_r}{m_r} = 0.046 \frac{kg}{s}$$

POTENCIA DEL GENERADOR

$$Q_{gen} := M_r \cdot q_{gen} = 7.679 \times 10^3 W$$

POTENCIA DEL CONDENSADOR

$$Q_{cond} := M_r \cdot q_{cond} = 5.503 \times 10^3 W$$

POTENCIA DEL ABSORBEDOR

$$Q_{abs} := M_r \cdot q_{abs} = 7.719 \times 10^3 W$$

POTENCIA DEL RECUPERADOR

$$Q_{\text{rec}} := M_r \cdot q_r = 2.483 \times 10^3 \text{ W}$$

POTENCIA DEL MOTOR
DE LA BOMBA

$$Q_b := M_r \cdot \omega_{\text{elb_h}} = 0.512 \text{ W}$$

La tabla 10, que se muestra a continuación, recopila los valores de temperatura y entalpía para los 10 puntos principales del ciclo. Las temperaturas de los puntos 7, 9 y 10 se calculan a partir del diagrama de Merkel ya que se conocen sus valores de entalpía y concentración en BrLi.

	Temperatura [K]	Entalpía [$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$]
Punto 1	368 K	$2,655 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 2	318 K	$1,88 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 3	278 K	$1,88 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 4	278 K	$2,6 \cdot 10^6 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 5	318 K	$1,2 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 6	318 K	$1,2 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 7	355 K	$1,93 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 8	372 K	$2,42 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 9	337 K	$1,69 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
Punto 10	337 K	$1,69 \cdot 10^5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Tabla 10 Resumen de las temperaturas y entalpías de los distintos puntos de la máquina

4. SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA REFRIGERACIÓN DE LA VIVIENDA

Se va a realizar un estudio de la refrigeración de la vivienda en un periodo que abarca los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre de 2010. El intervalo de funcionamiento de la máquina será en principio de 12:00 a 22:00 horas del día, pudiendo ampliarse para los días más calurosos del verano. Cabe decir también que aquellas horas en la que la temperatura sea inferior a 27°C, la máquina se apagará pues dicha temperatura es casi idéntica a la de confort requerida, logrando así reducir el consumo.

4.1 EVALUACIÓN DE LA TEMPERATURA EXTERIOR

El estudio se basa en el análisis climatológico realizado por el laboratorio del CSIC de Madrid el verano de 2010. Dicho estudio recoge datos de la temperatura exterior máxima, mínima y media que se han recopilado durante intervalos periódicos de diez minutos. El periodo de estudio de verano abarca los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre de este año, lo que supone 17567 intervalos de tiempo de diez minutos de duración. Sin embargo debe recordarse que el uso de la máquina se estima en diez horas diarias y no en veinticuatro. En los apartados posteriores se representarán varios parámetros de la máquina en función de la temperatura media. Se considera que el análisis es suficientemente preciso usando los valores de temperatura media recogidos cada diez minutos.

La siguiente gráfica (figura 21) muestra la variación de la temperatura exterior media durante los cuatro meses de funcionamiento de la máquina. En dicha gráfica se le ha atribuido un valor de temperatura para cada uno de los 17567 intervalos de diez minutos existentes, es decir representa la variación de temperatura durante las veinticuatro horas del día, durante los cuatro meses de verano. Pueden extraerse varias conclusiones con esta gráfica. Para empezar la temperatura oscilará entre unos 39°C y 10°C. A su vez se observa que durante la segunda y tercera semana de Junio la temperatura exterior es bastante moderada, siendo innecesaria la refrigeración de la vivienda mediante absorción.

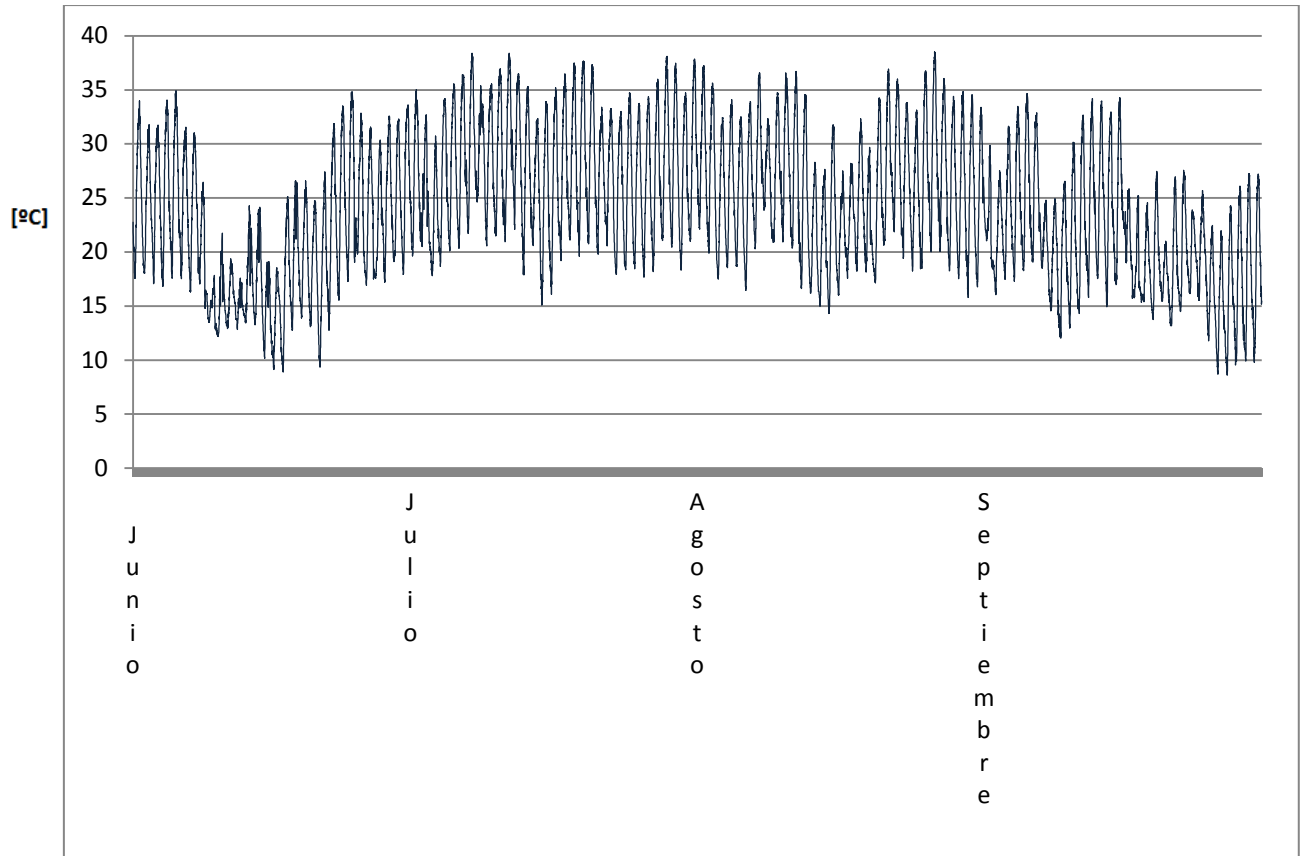


Figura 21 Representación de la temperatura exterior media diaria

Para calcular las dos siguientes gráficas (figuras 22 y 23) se ha recurrido solo a los datos de temperatura media exterior. Para cada día, se ha buscado el valor de temperatura máximo y mínimo que se registra durante el intervalo horario en que la máquina está operativa.

Se puede observar que la temperatura más elevada se alcanza el día 26 de Agosto, siendo esta de 38,5°C. A su vez se alcanzan mínimas de unos 13°C. Las temperaturas mínimas representadas en la figura 23, son mayores que las mínimas registradas en la figura 21. Esto es totalmente lógico, ya que en la figura 21 se han representado temperaturas para las veinticuatro horas del día y en las figuras 22 y 23 solo para las horas en que la máquina está en marcha.

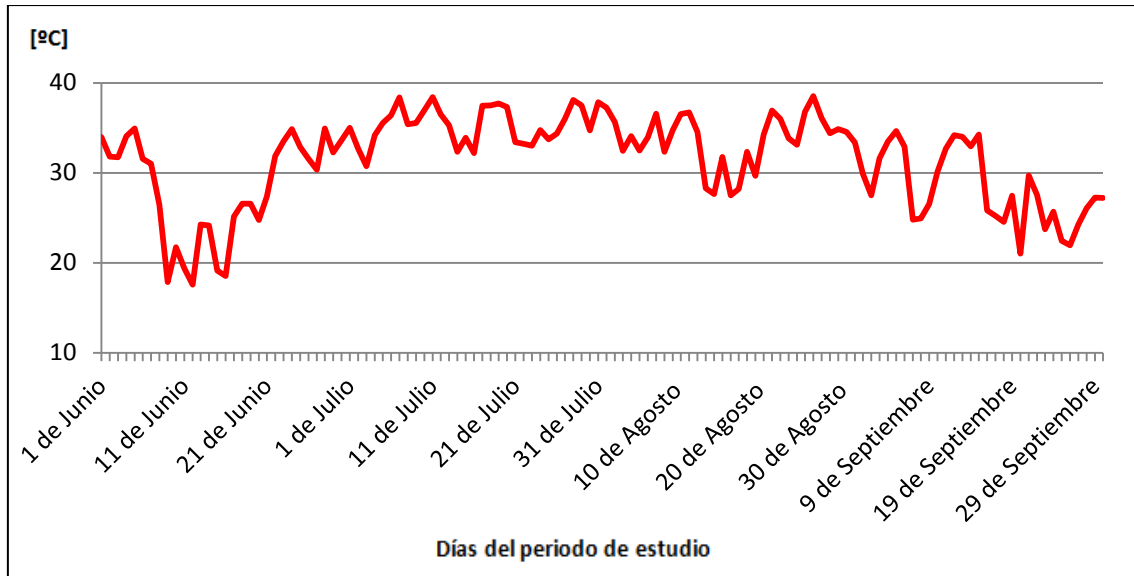


Figura 22 Representación de la temperatura exterior máxima diaria

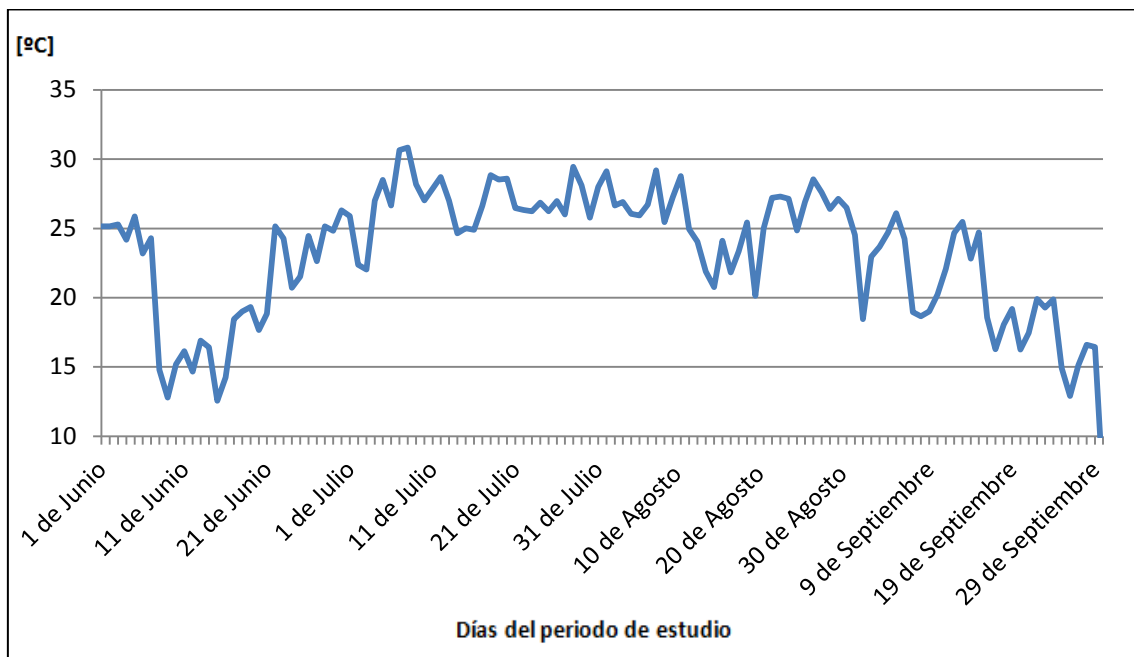


Figura 23 Representación de la temperatura exterior mínima diaria

Se evidencia que el día más cálido es el 26 de Agosto. Este día será pues objeto de estudio para todos los apartados venideros. Veamos como varía la temperatura dicho día, el 26 de Agosto de 2010 en Madrid:

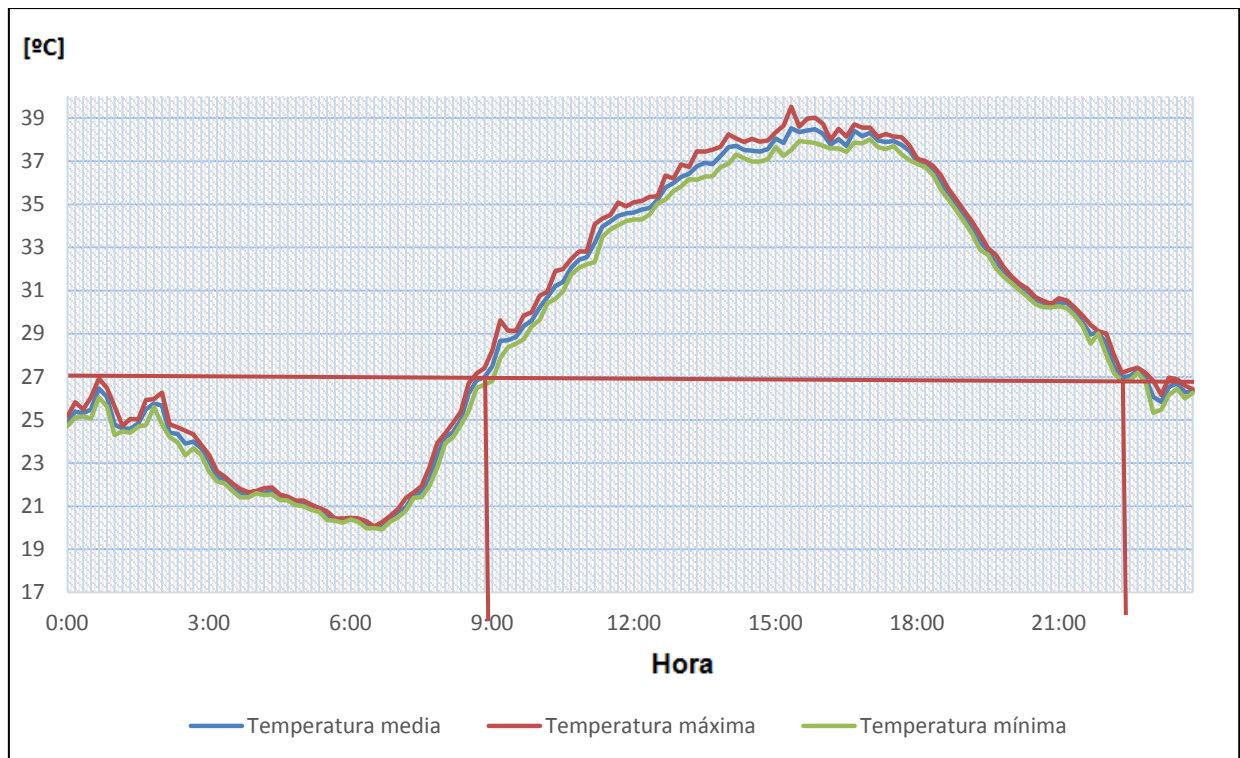


Figura 24 Representación de la temperatura exterior para el día más cálido del verano

El gráfico anterior representado en la figura 24, nos enseña la variación de la temperatura máxima (en rojo), mínima (en azul), y media (en verde) registrada durante todo el día 26 de Agosto de 2010, por el CSIC.

Como puede comprobarse dado las elevadas temperaturas exteriores registradas, se ha ampliado el periodo en que la máquina permanece encendida, siendo necesaria la climatización desde las 09:00 hasta las 22:00. Ya se ha aclarado anteriormente que si la temperatura exterior es inferior a 27°C se considera innecesario el uso de la máquina de absorción. Antes de las 09:00 de la mañana la temperatura externa no superó dicho valor y por eso no se ha tenido en cuenta ese intervalo horario en la gráfica. Se ha trazado una línea roja delimitando los 27°C que sirven de frontera para encender la máquina o apagarla. Esta línea corta a la curva de temperatura exterior media a las 9.00 horas y a las 22.20 aproximadamente, lo que limita el periodo en que la máquina estará en marcha este día, como ya se ha comentado.

Para realizar el estudio con mayor exactitud, hay que estudiar un día templado, en que la máquina no deba estar encendida más que unas pocas horas. Existen ciertos días donde la temperatura exterior nunca supera los 27°C, por lo que no es necesario encender la máquina en ningún momento y esto aleja dichos días de nuestro interés. Vamos a observar la variación de la temperatura exterior el 1 de Septiembre, día en que se requiere enfriar la vivienda durante únicamente cuatro horas.

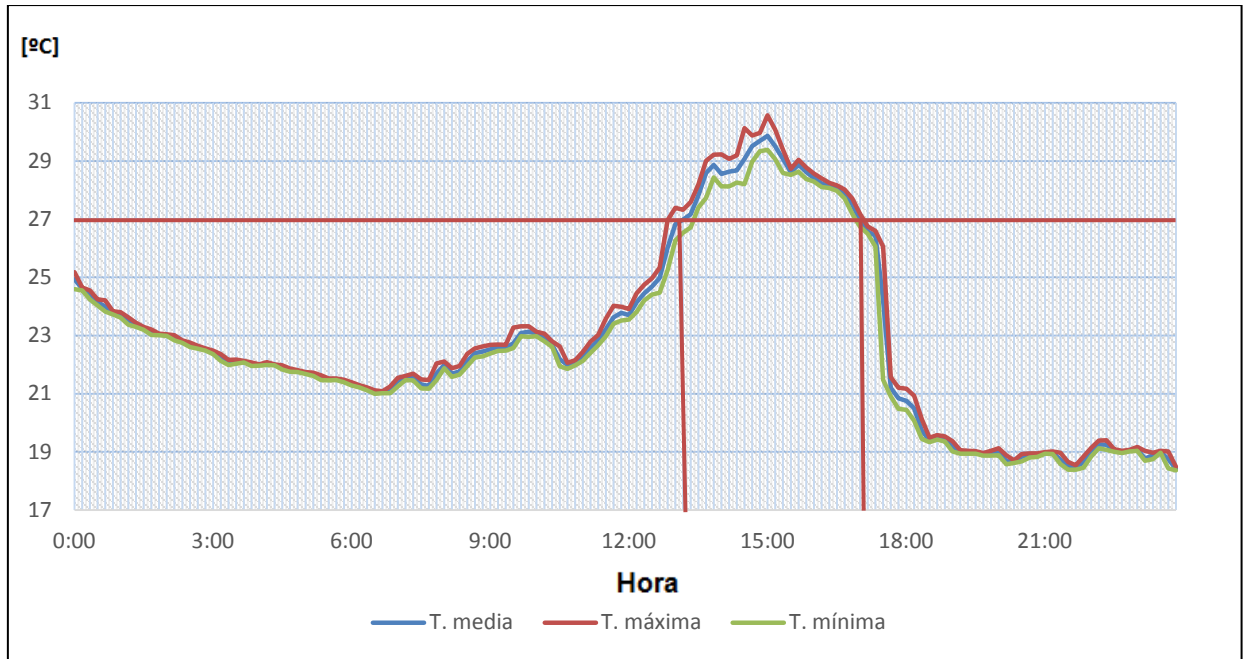


Figura 25 Representación de la temperatura exterior para el día templado

El día 1 de Septiembre de 2010 no fue necesario mantener la máquina activada durante las diez horas base del día. La temperatura a las 12:00 horas no superaba los 27°C, por lo que la vivienda se supone a una temperatura similar a la de confort deseada. Con el avance del día la temperatura exterior va aumentando tal y como muestra la figura 25, siendo necesario el uso de máquina de absorción entre la 13:00 y las 16:00h. Pasada esta hora la temperatura cae hasta mantenerse en unos 19°C.

Por último estudiaremos un día de temperaturas medias (ni excesivamente templado ni demasiado caluroso), en que sea necesario mantener operativa la máquina durante más horas. Se ha elegido el 13 de Julio, día en que la máquina es utilizada desde las 10:00 hasta las 22:00 horas, dos horas más de lo normal. La temperatura máxima registrada este día es de aproximadamente 35°C a las 16:00 horas.

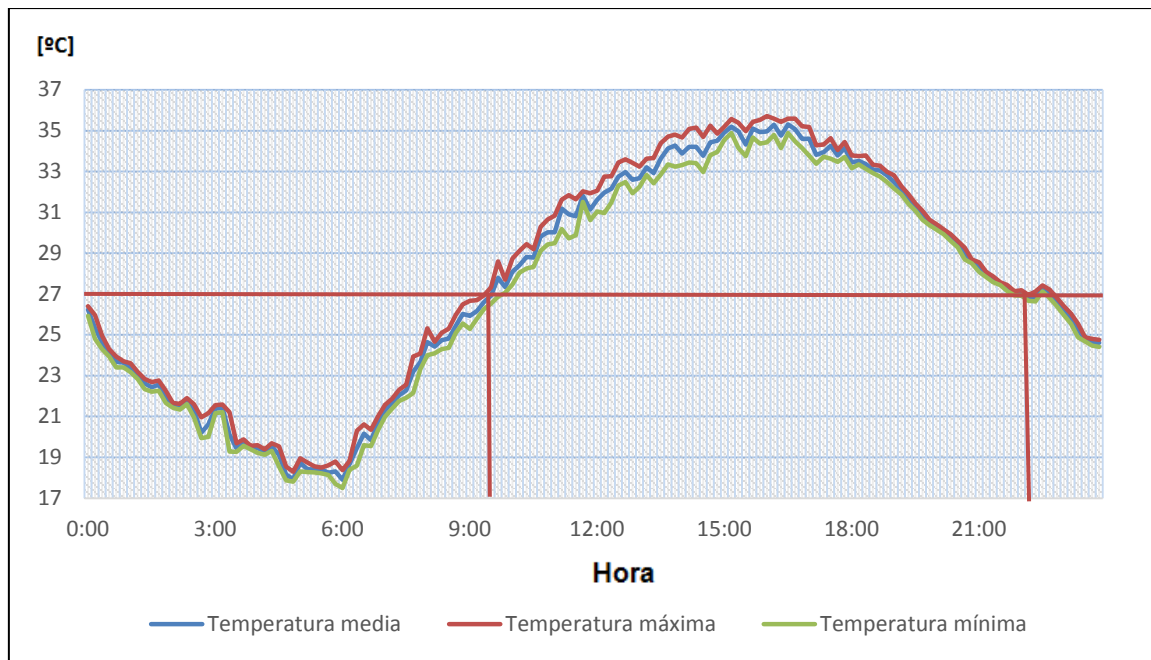


Figura 26 Representación de la temperatura exterior para un día de temperaturas medias

4.2 EVOLUCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA

A continuación se estudiará la carga térmica de la vivienda para las temperaturas exteriores tomadas por el CSIC durante la temporada de refrigeración. Se trabajará únicamente con la temperatura exterior media y con ella se determinará la demanda de frío, expresada en KWh, que aparecerá más adelante.

Se representa la evolución de la carga térmica para los tres días más representativos del año, como se analizó anteriormente para el caso de las temperaturas exteriores. Los gráficos representados corresponden con el horario de funcionamiento del sistema de refrigeración, fijado de las 12:00 a las 22:00 horas. No obstante algunos días han requerido un mayor intervalo de funcionamiento.

Recordemos ahora que para cada valor de temperatura exterior, se necesita estimar un valor de carga térmica en vatios para la vivienda aplicando la ecuación 2.3.6. Vamos a calcular la potencia de estos tres días. La potencia del evaporador a la que funciona la máquina coincide con la carga térmica total de la vivienda que se ha calcula tal y como se ha explicado en apartados anteriores. Por lo tanto dicha potencia aumentará al aumentar la temperatura exterior y disminuirá conforme esta lo haga.

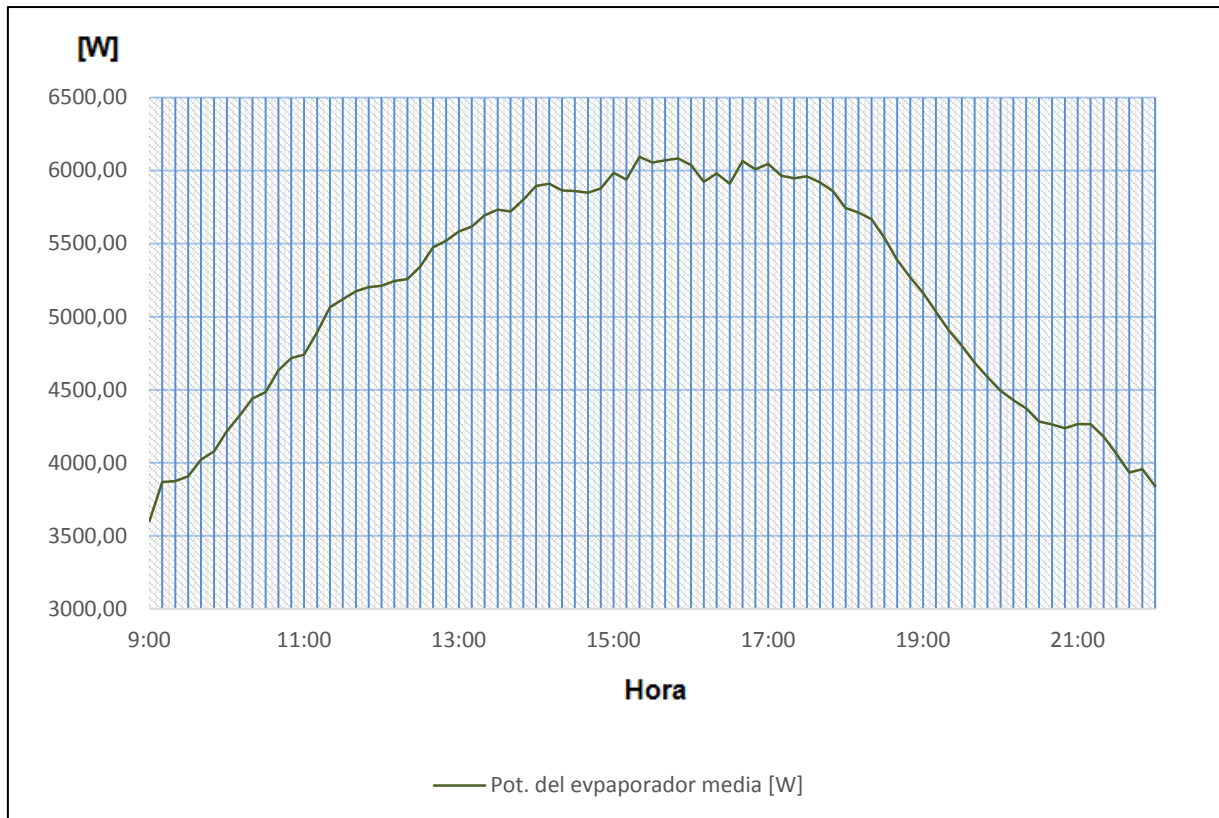


Figura 27 Curva de la potencia del evaporador para el día más cálido del verano (28 de Agosto del 2010)

La curva de la potencia del evaporador describe una parábola muy similar a la que trazada por la curva que representa la variación de la temperatura exterior dicho día. Este parentesco es totalmente lógico, puesto que la potencia del evaporador coincidirá con la carga térmica de la vivienda para cada valor de temperatura dado. Dicho de otra manera, la curva de potencia será prácticamente proporcional a la curva de temperatura exterior. Al igual que antes, se representan las curvas para los valores de temperatura máximo, mínimo y medio obtenidos por el CSIC en intervalos periódicos de diez minutos. El valor máximo de temperatura exterior media es de algo más de 6KW y se alcanza en torno a las 15:20 horas cuando a temperatura exterior alcanza su valor más elevado. A las 09:00 horas cuando la temperatura exterior es de unos 28°C, los valores de potencia son algo inferiores a 4KW.

Veamos ahora la misma gráfica para el día 1 de Septiembre, escogido por sus temperaturas poco elevadas:

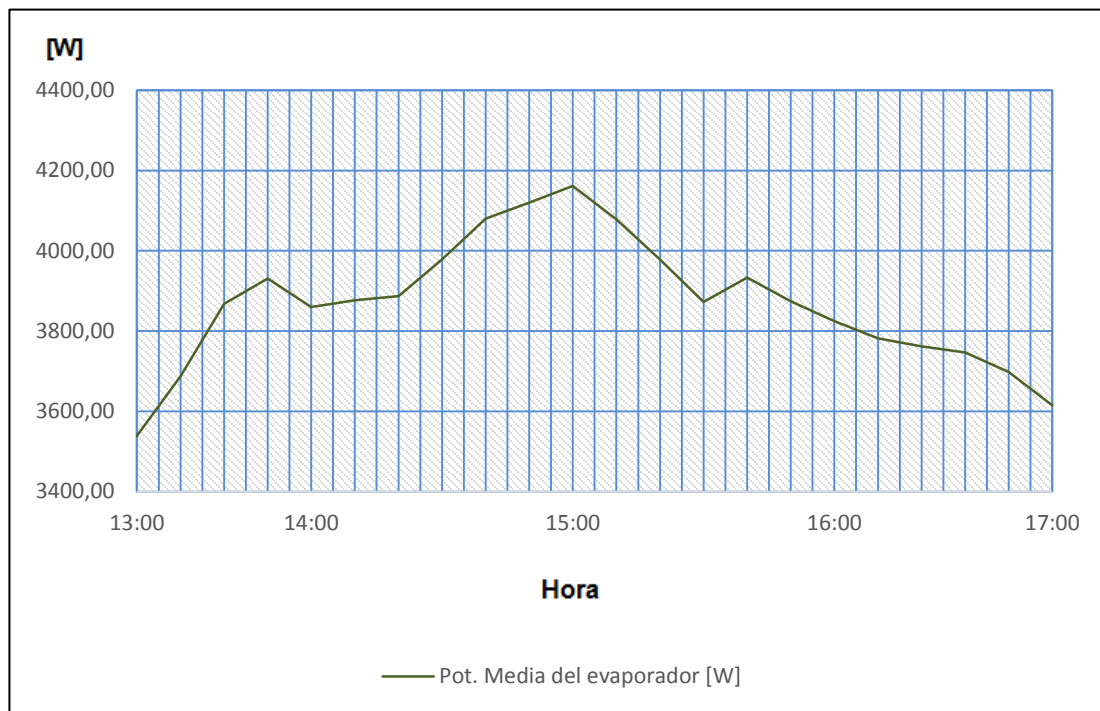


Figura 28 Curva de la potencia del evaporador para un día poco caluroso (1 de Septiembre de 2010)

Lo primero que se observa es que en el eje de abscisas el intervalo horario no abarca más que cuatro horas. La potencia máxima del evaporador alcanzada es de 4161W, muy inferior a la máxima registrada en todo el verano que ronda los 6 KW. A su vez la potencia mínima registrada este día es de 3538,25W.

Se expone a continuación la potencia del evaporador para el día elegido de temperaturas medias, el 13 de Julio.

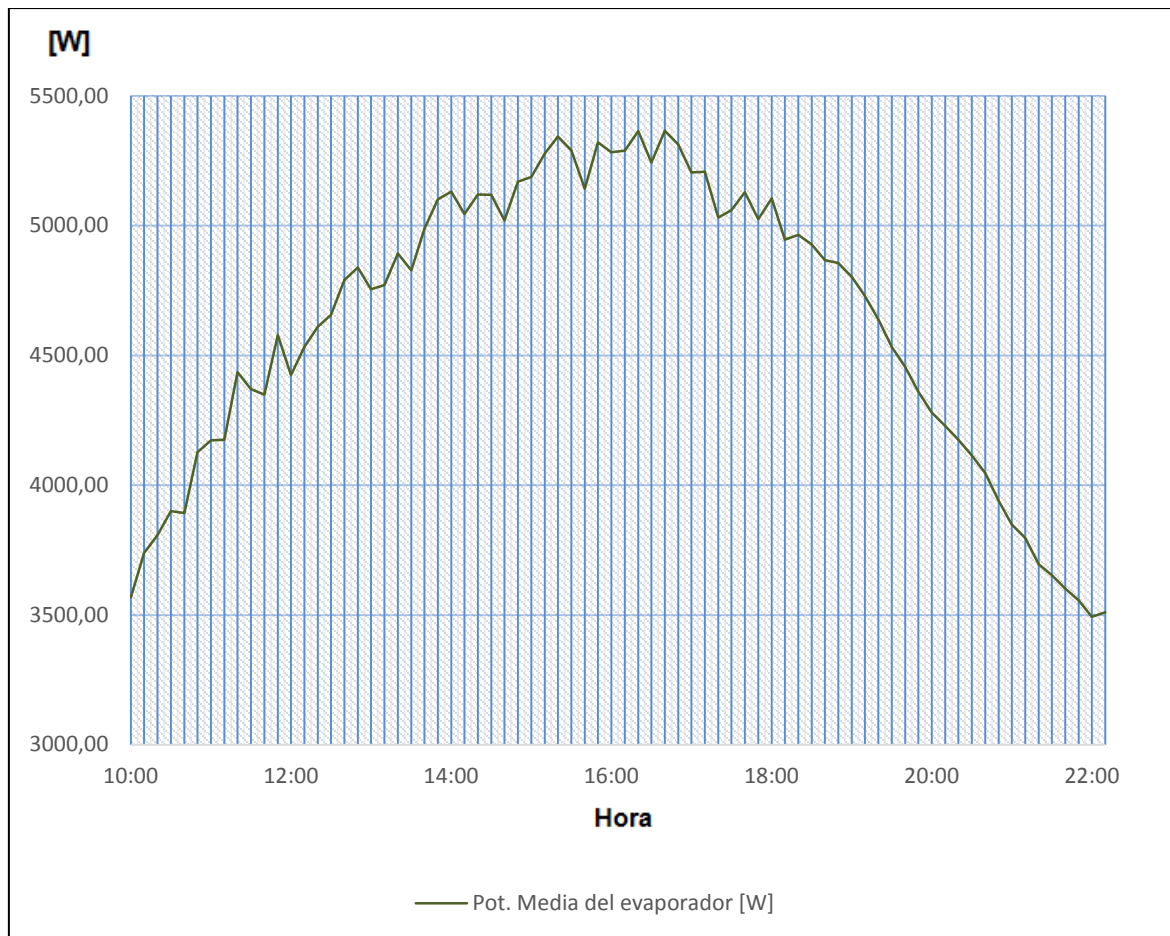


Figura 29 Curva de la potencia del evaporador para un día de temperaturas medias (13 de Julio de 2010)

El intervalo de estudio abarca entre las 10:00 y las 22:00 horas alcanzando el máximo registrado un valor de 5365,87W y un mínimo de 3492,72W, valores cercanos a los del 26 de Agosto. Se concluye pues que para días calurosos en los que se alcanzan temperaturas mayores a 35°C la máquina de absorción requerirá una potencia en su evaporador de entre 5 y 6 KW para poder satisfacer la demanda de frío.

Para concluir este apartado se determina la demanda en KWh para toda la temporada de refrigeración. La tabla 11 recoge los valores de demanda diaria en KWh para los cuatro meses de estudio. Dichos valores oscilan entre cero, para aquellos días en que la máquina permanece apagada y 54,93 KWh. Obsérvese la relativa abundancia de días con la máquina no operativa en los meses de Junio y Septiembre. La tabla 11 recopila el valor de demanda diaria de frío para cada día del verano mientras que la figura 30 enseña de forma gráfica la variación de esta demanda diaria durante los cuatro meses de estudio.

Día del mes	KWh Junio	KWh Julio	KWh Agosto	KWh Septiembre
1	40,39	44,95	52,78	14,19
2	32,32	30,56	57,33	3,56
3	37,33	30,56	42,93	32,53
4	42,12	47,99	45,85	38,25
5	44,91	50,34	40,96	44,75
6	32,7	52,74	44,89	36,98
7	32,07	55,74	51,74	0
8	0	52,01	40,82	0
9	0	48,48	47,91	0
10	0	52,74	50,76	24,76
11	0	55,74	48,93	32,94
12	0	52,01	40,44	38,58
13	0	48,48	14,59	38,11
14	0	37,3	1,76	34,59
15	11,05	42,23	34,04	37,55
16	0	44,25	0,59	0
17	0	50,32	14,43	0
18	0	53,2	36,33	0
19	0	54,45	16,3	0
20	0	51,95	41,64	0
21	0	42,81	50,95	0
22	35,05	42,93	50,19	8,29
23	39,93	43,12	46,03	0
24	46,83	47,1	38,23	0
25	34,35	43,32	50,81	0
26	31,56	46,44	54,93	0
27	26,93	49,24	40,85	0
28	38,16	54,89	43,98	0
29	36,2	52,21	46,3	5,3
30	43,49	46,4	43	1,768
31		54,94	38	

Tabla 11 Demanda de frio en KWh para cada uno de los días de la temporada de estudio

Finalmente se expone a continuación la demanda total del verano y la demanda media diaria:

Demanda total	3715,268 KWh
Demanda diaria media	30,45 KWh

Tabla 12 Demanda total y demanda diaria media de frio

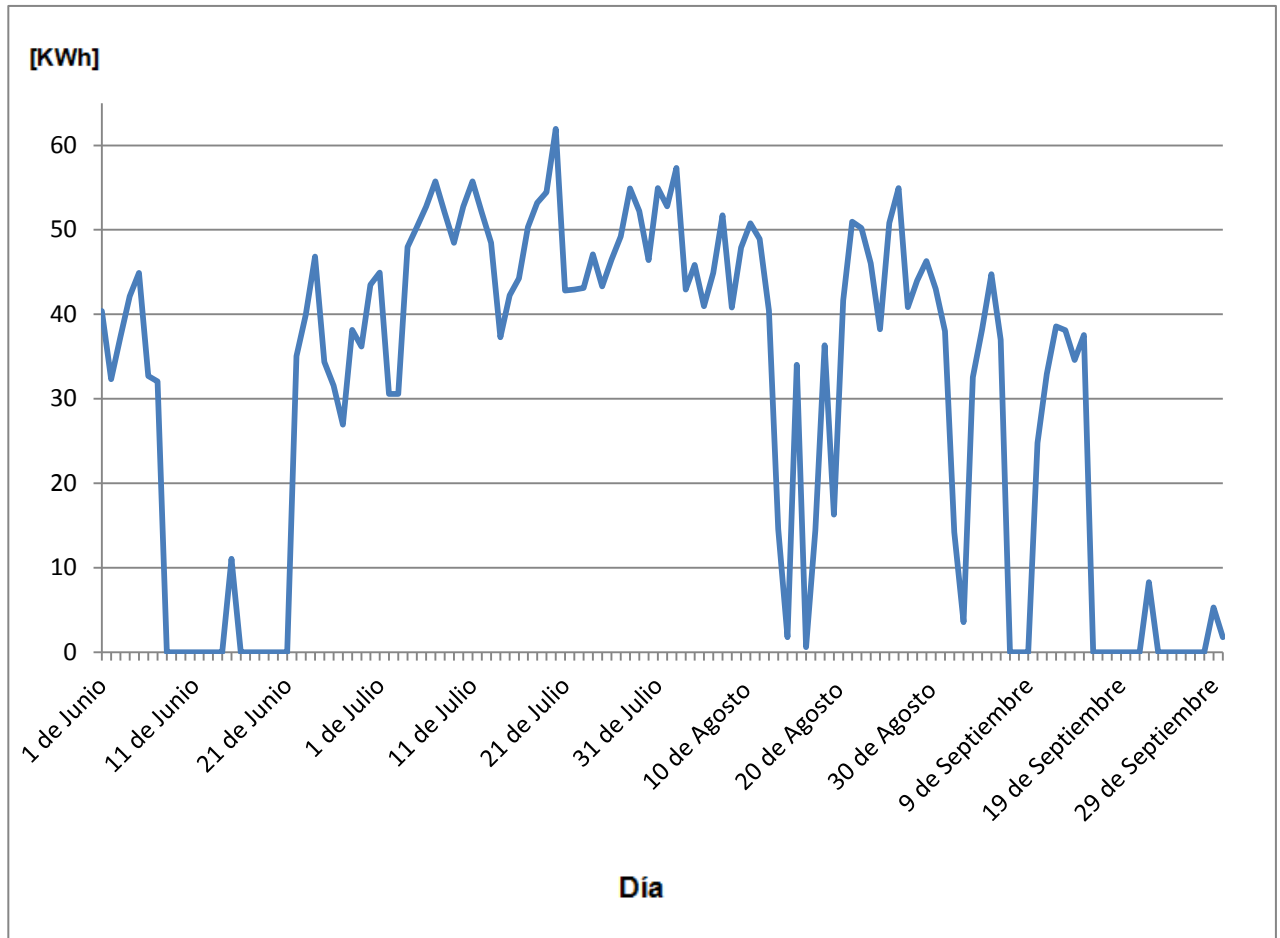


Figura 30 Representación de la demanda de frio para toda la temporada

4.3 EVOLUCIÓN DE LOS PARÁMETROS DE LA MÁQUINA DE ABSORCIÓN

En este apartado se analizará como varía la potencia requerida por los distintos componentes de la máquina de absorción para los tres días elegidos anteriormente. Se representará la potencia del generador, del absorbedor, del condensador, de la bomba de disolución, del recuperador de calor, del ventilador y de las bombas del evaporador y el absorbedor. Finalmente se representará la variación de la eficiencia energética (COP) para cada uno de estos días y se extraerán conclusiones.

4.3.1 Potencia del generador

Se comenzará con el análisis de la potencia del generador para el 26 de Agosto, el 1 de Septiembre y el 13 de Julio respectivamente. La ecuación 1.2.4 permite hallar en vatios dichos valores de potencia.

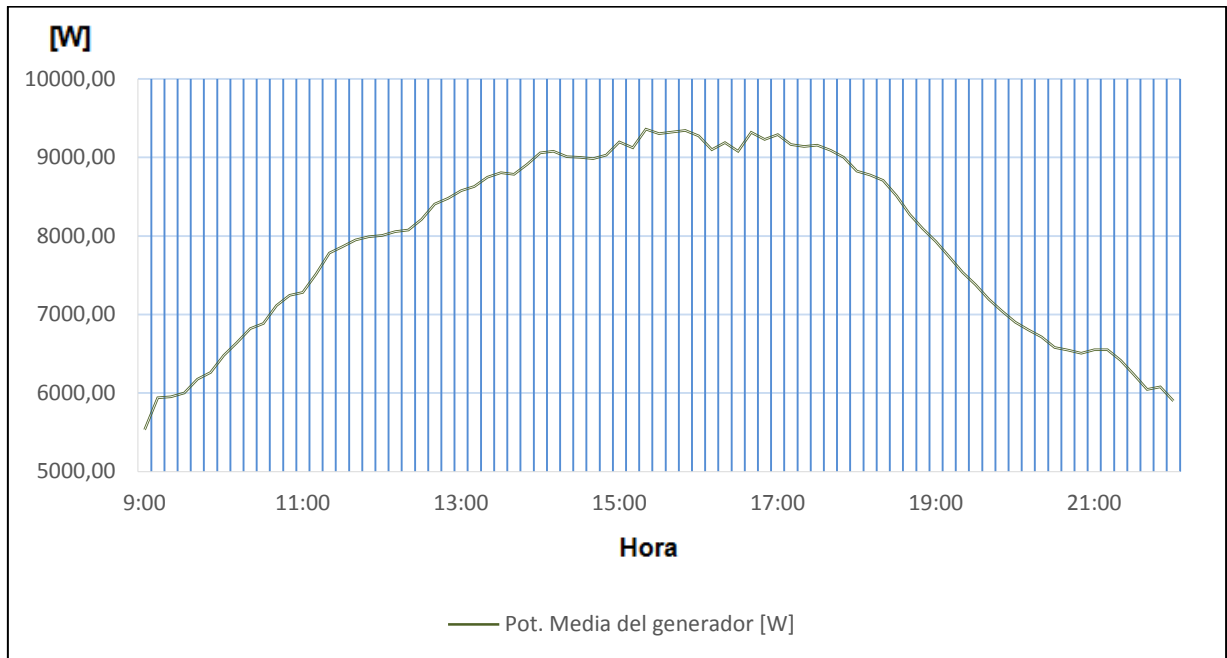


Figura 31 Curva de la potencia del generador para el día más caluroso del verano

Cabe destacar que la potencia a la que trabaja el generador para el día más caluroso del verano alcanza valores mayores a los del evaporador de la máquina, oscilando sus valores entre 5,5KW y más de 9 KW.

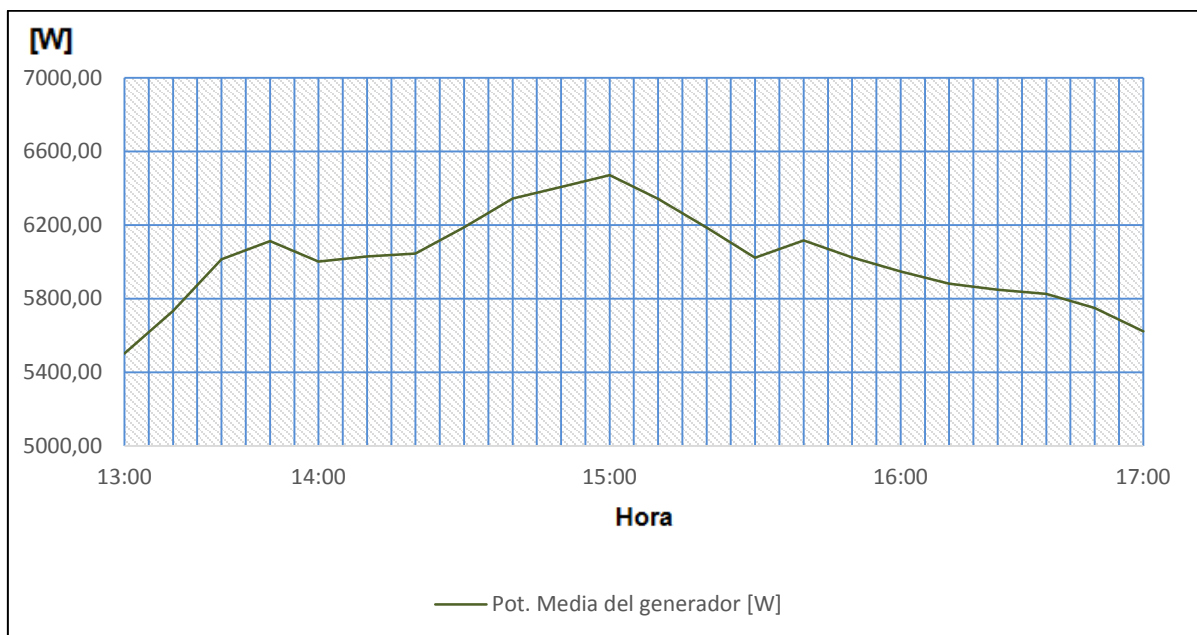


Figura 32 Curva de la potencia del generador para un día poco caluroso

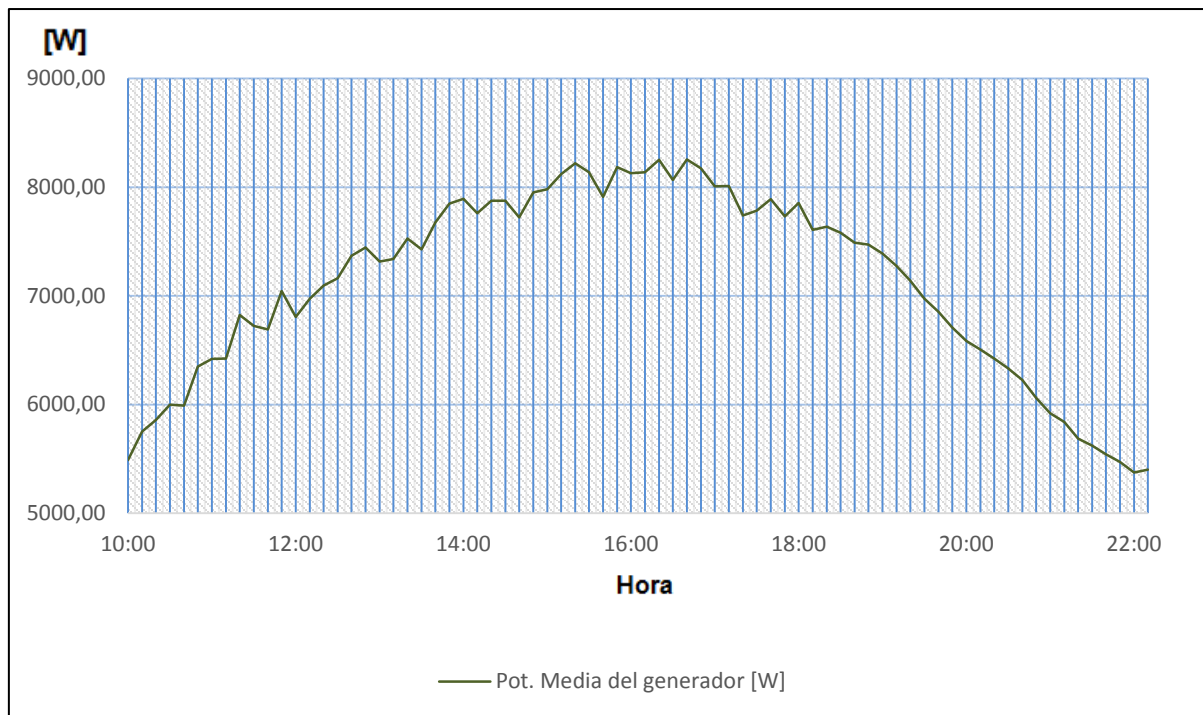


Figura 33 Curva de la potencia del generador para un día de temperaturas medias

Para los dos días restantes los valores serán más moderados como es lógico. La potencia máxima del generador un día frío como el 1 de Septiembre, es similar al mínimo para un día muy caluroso. Para el 13 de Julio, el máximo de potencia del generador se obtiene aproximadamente a las 16:30 y alcanza un valor de 8255,18W. Para finalizar se muestra a continuación la energía en KWh del generador para todos los días de estudio.

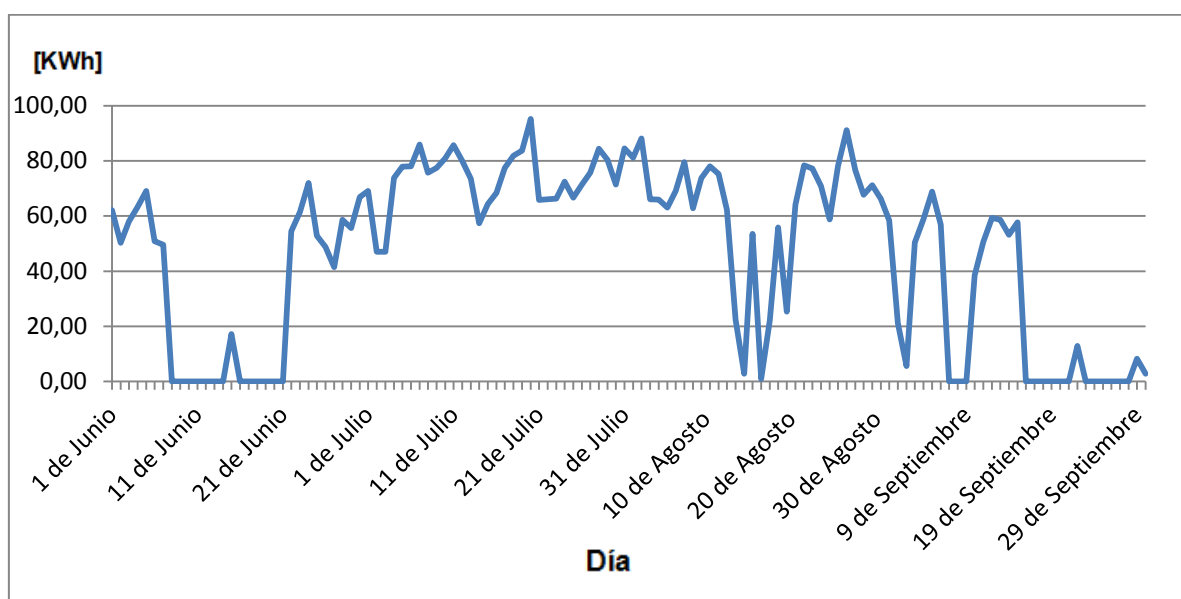


Figura 34 Representación de la energía en KWh del generador para todos los días del verano.

4.3.2 Potencia del condensador

Del mismo modo que para el evaporador y el generador descritos anteriormente, se analizará en los siguientes gráficos la curva de potencia del condensador para el día más frío, más caluroso y para un día intermedio.

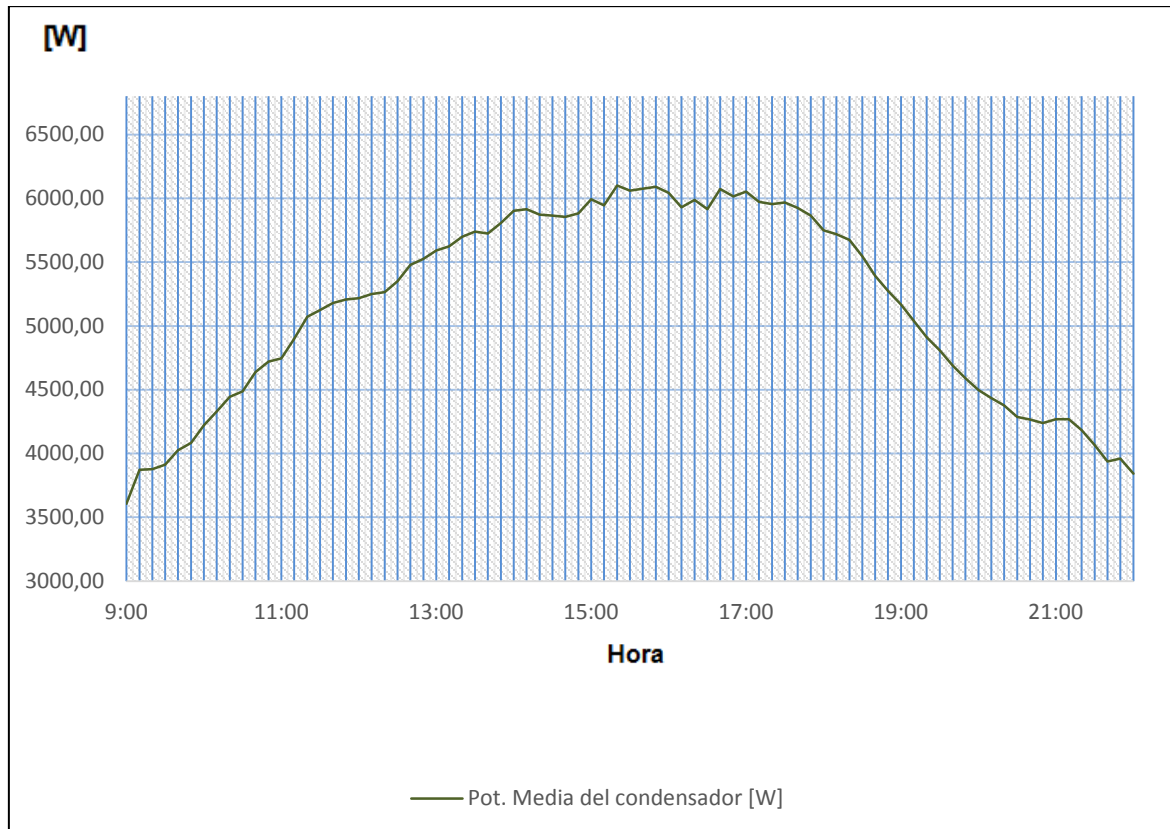


Figura 35 Curva de la potencia del condensador para el día más caluroso del verano

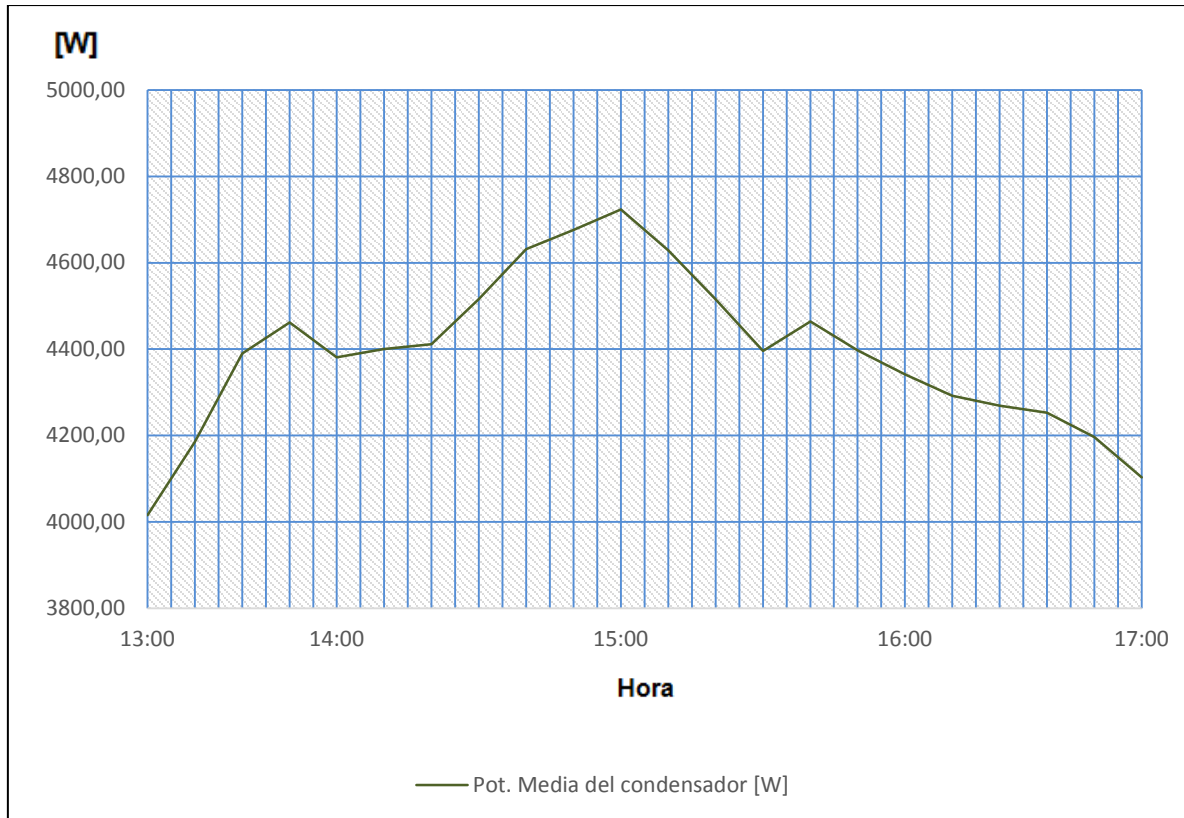


Figura 36 Curva de la potencia del condensador para un día poco caluroso

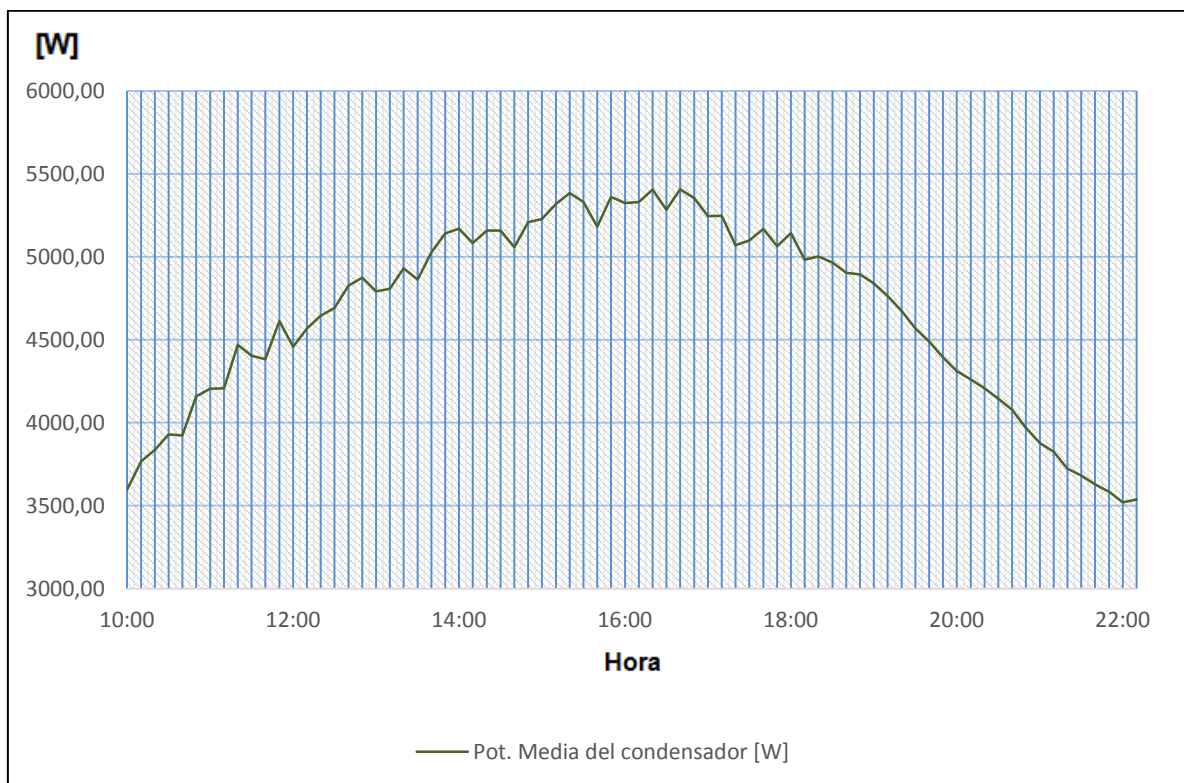


Figura 37 Curva de la potencia del condensador para un día de temperaturas medias

Para el día muy caluroso se alcanza en el condensador una potencia máxima de 6099,48W. Para el día de temperaturas moderadas este valor es ligeramente inferior, de 5406,65W. Para el día 1 de Septiembre, poco caluroso, este valor es de 4710,5W. Se puede extraer la conclusión que los valores de potencia en el condensador son similares a los obtenidos en el evaporador para cada valor de temperatura dado.

Al igual que se hizo con el generador se ilustra ahora la energía expresada en KWh para todos los días del periodo de climatización.

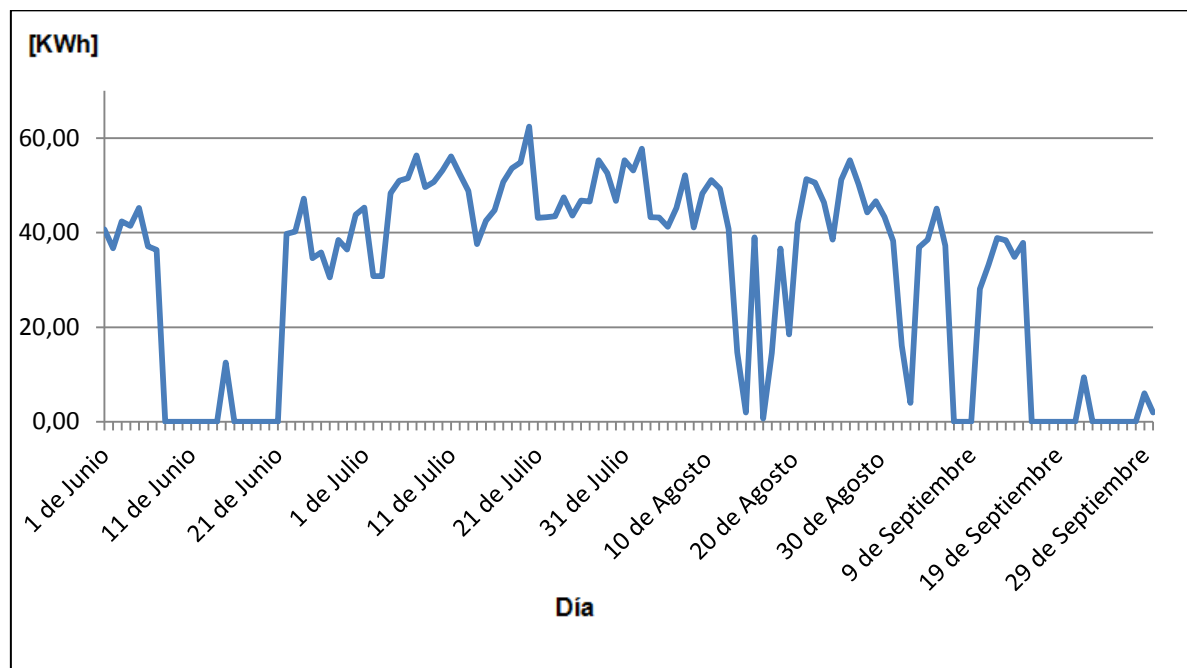


Figura 38 Representación de la energía en KWh del condensador para todos los días del verano

4.3.3 Potencia del absorbedor

Nuevamente se repite el estudio para el absorbedor. Al igual que existe proximidad entre los valores de potencia para evaporador y condensador, los valores de potencia para el absorbedor serán bastante cercanos a los calculados en el generador para cada valor de temperatura exterior. Esto verifica la validez del estudio pues debe cumplirse que:

$$Q_{ev} + Q_{gen} = Q_{cond} + Q_{abs} \quad (4.3.3.1)$$

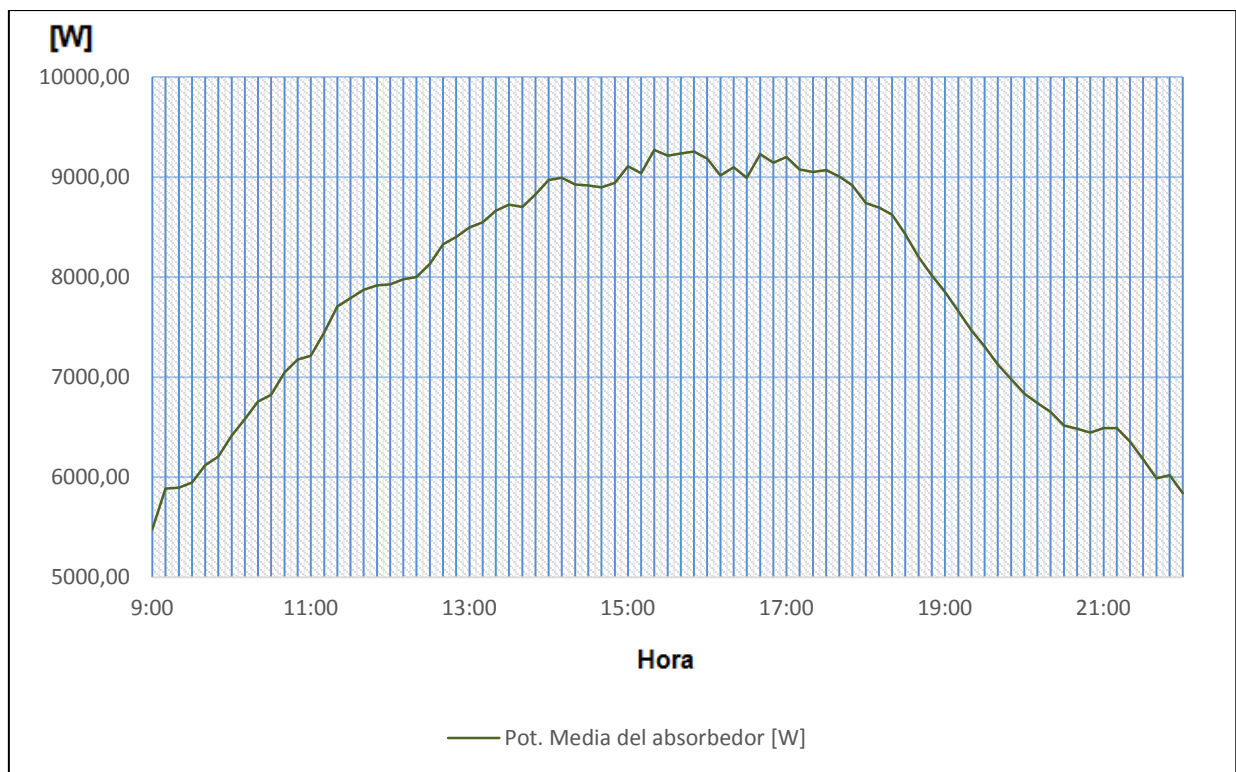


Figura 39 Curva de la potencia del absorbedor para el día más caluroso del verano

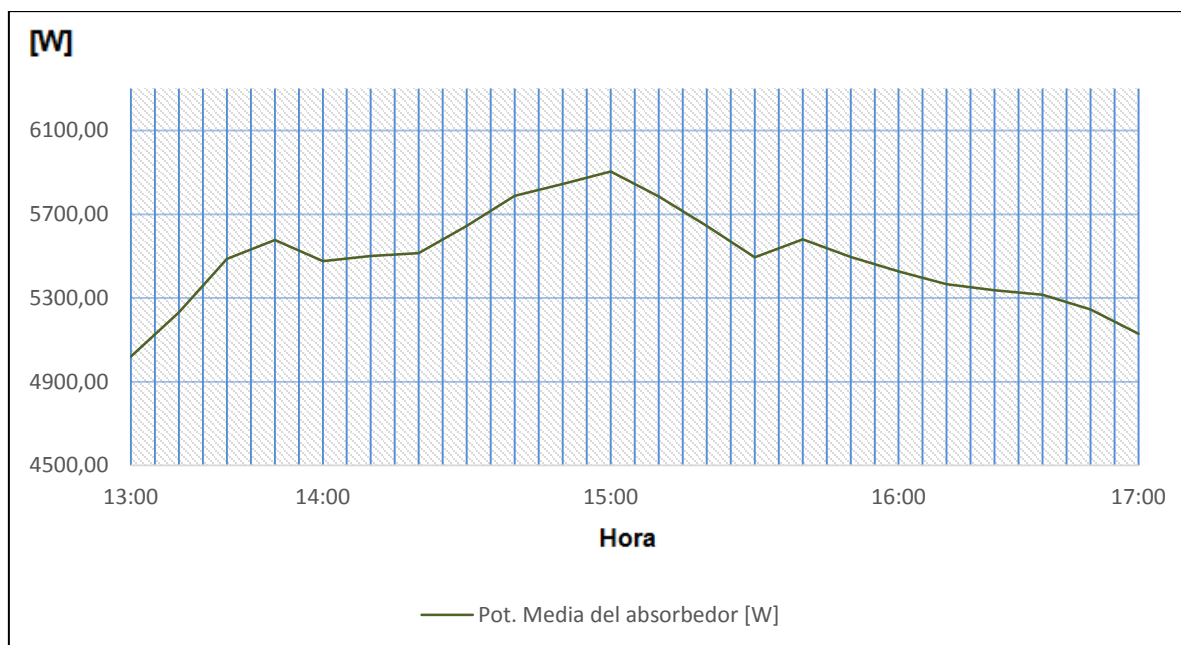


Figura 40 Curva de la potencia del absorbedor para un día poco caluroso

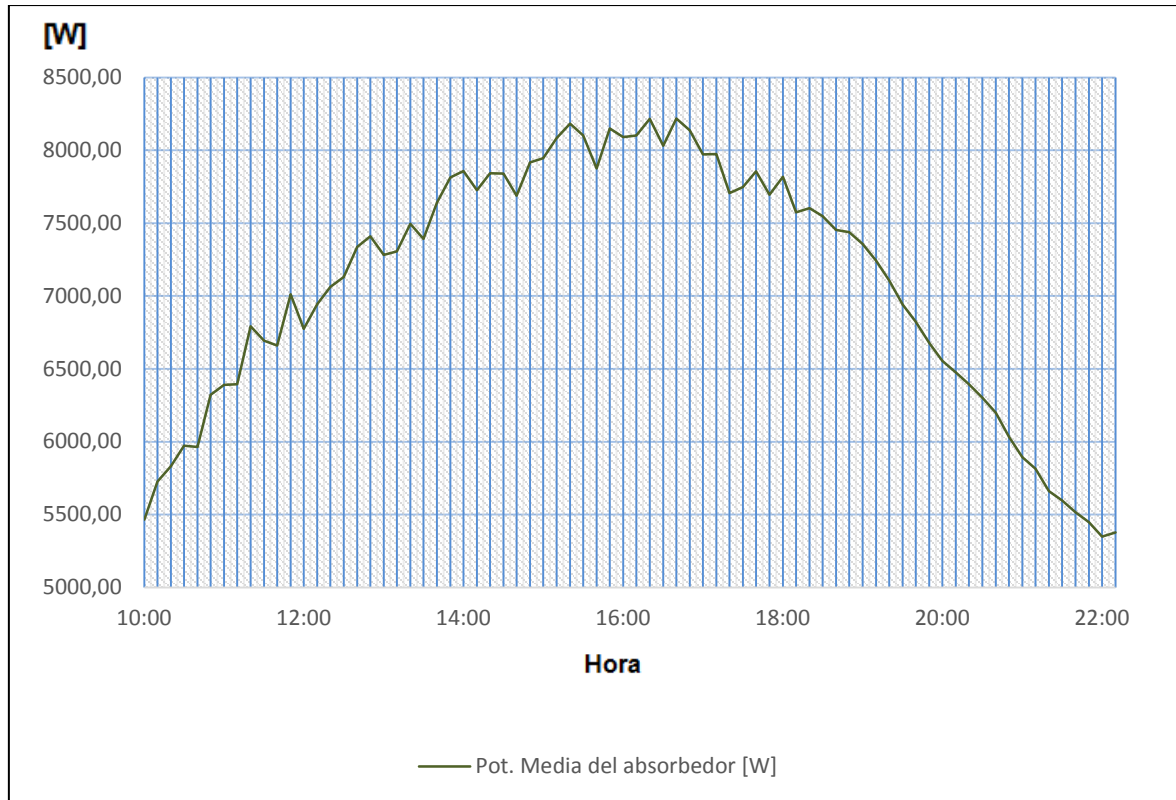


Figura 41 Curva de la potencia del absorbedor para un día de temperaturas medias

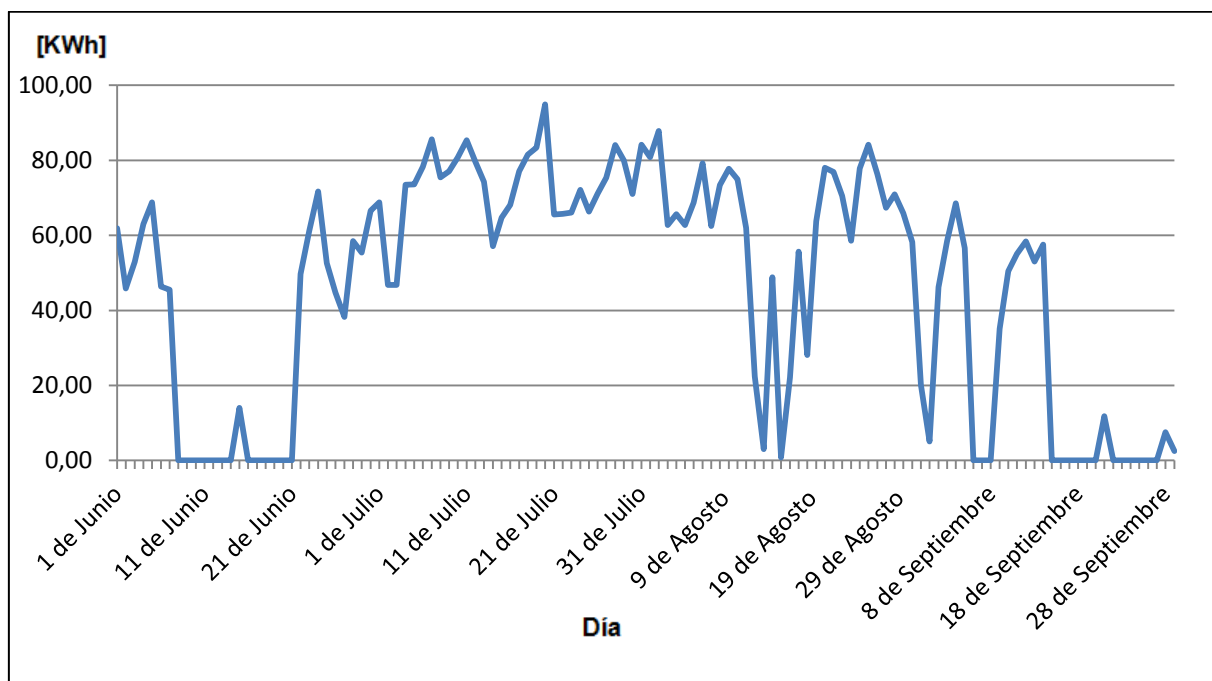


Figura 42 Representación de la energía en KWh del absorbedor para todos los días del verano

4.3.4 Potencia del recuperador de calor

Los valores de potencia del recuperador de calor se extraen utilizando la ecuación 1.2.26. Ya se comentó en la introducción de este proyecto que el recuperador se utiliza para precalentar la disolución que alimenta al generador utilizando el calor procedente de la disolución que abandona este. De dicha manera se aproxima la temperatura de entrada de la disolución a la temperatura de funcionamiento del generador con el consiguiente ahorro de calor aportado.

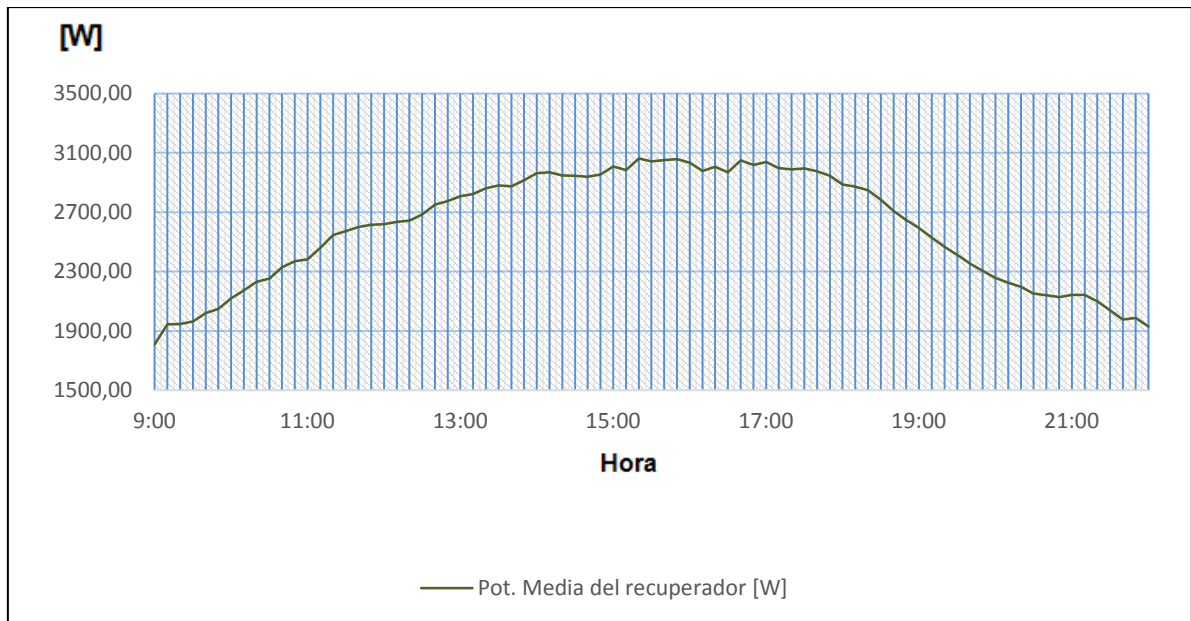


Figura 43 Curva de la potencia del recuperador para el día más caluroso del verano

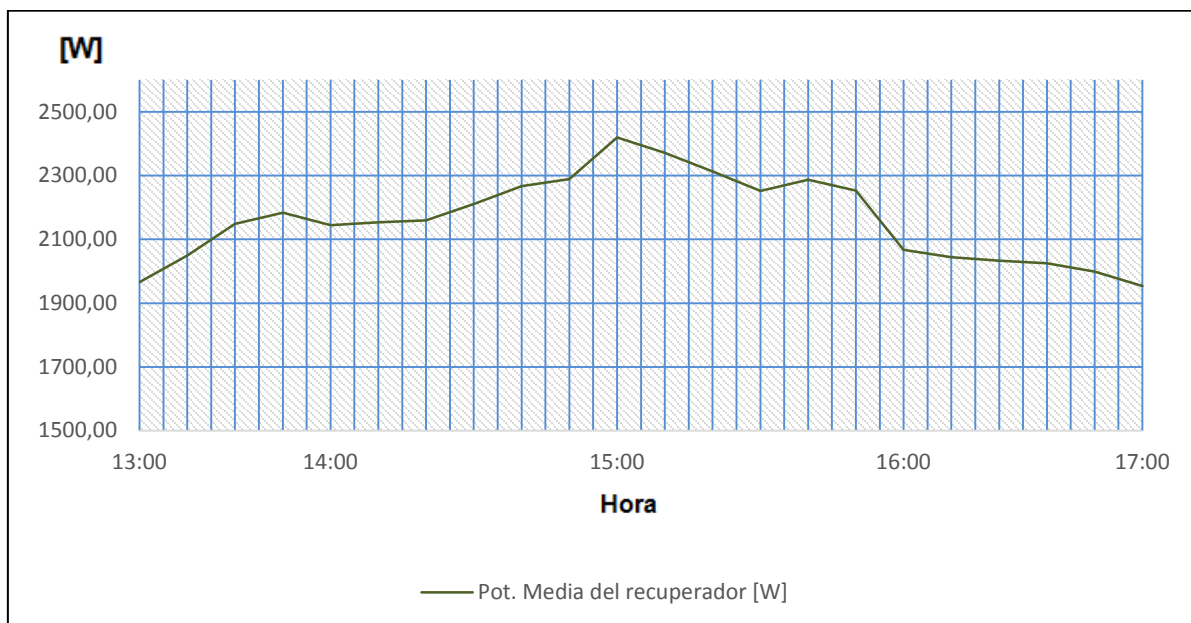


Figura 44 Curva de la potencia del recuperador para un día poco caluroso

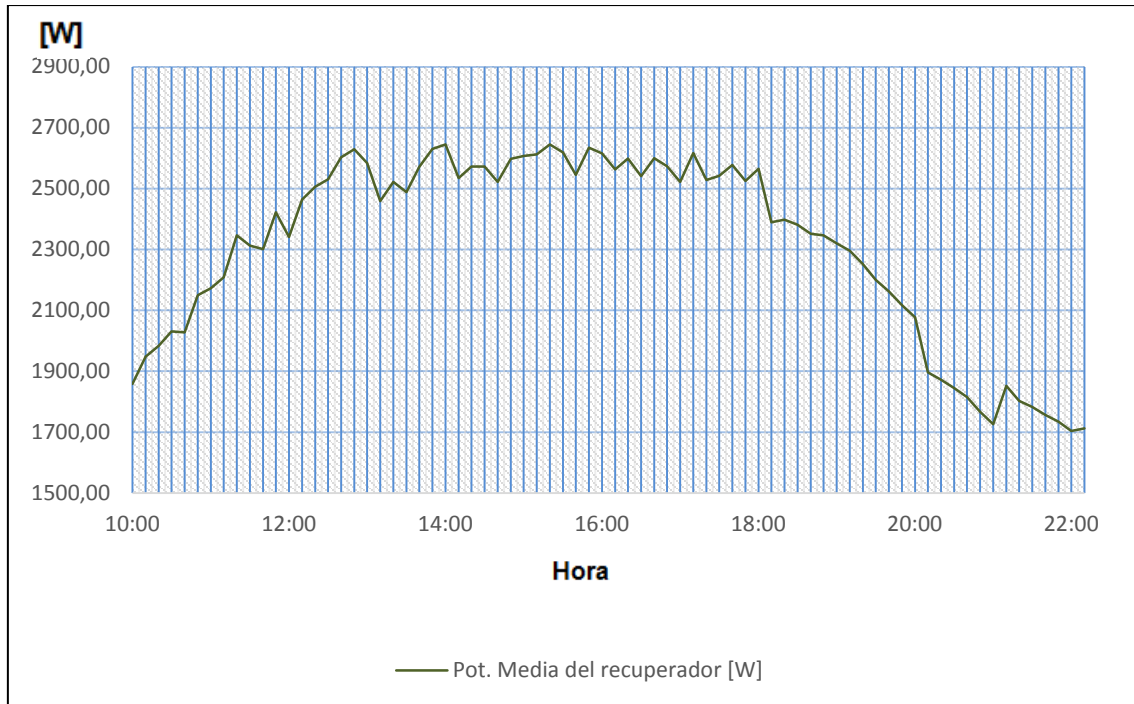


Figura 45 Curva de la potencia del recuperador para un día de temperaturas medias

El valor máximo registrado para la curva de potencia media para el día 26 de Agosto es de 3090W. Para los días de bajas temperaturas y temperatura moderada este valor será de 2411,4W y 2645,11W respectivamente. La figura 46 representa los valores de energía diarios para los que trabaja el condensador durante todos los días del verano.

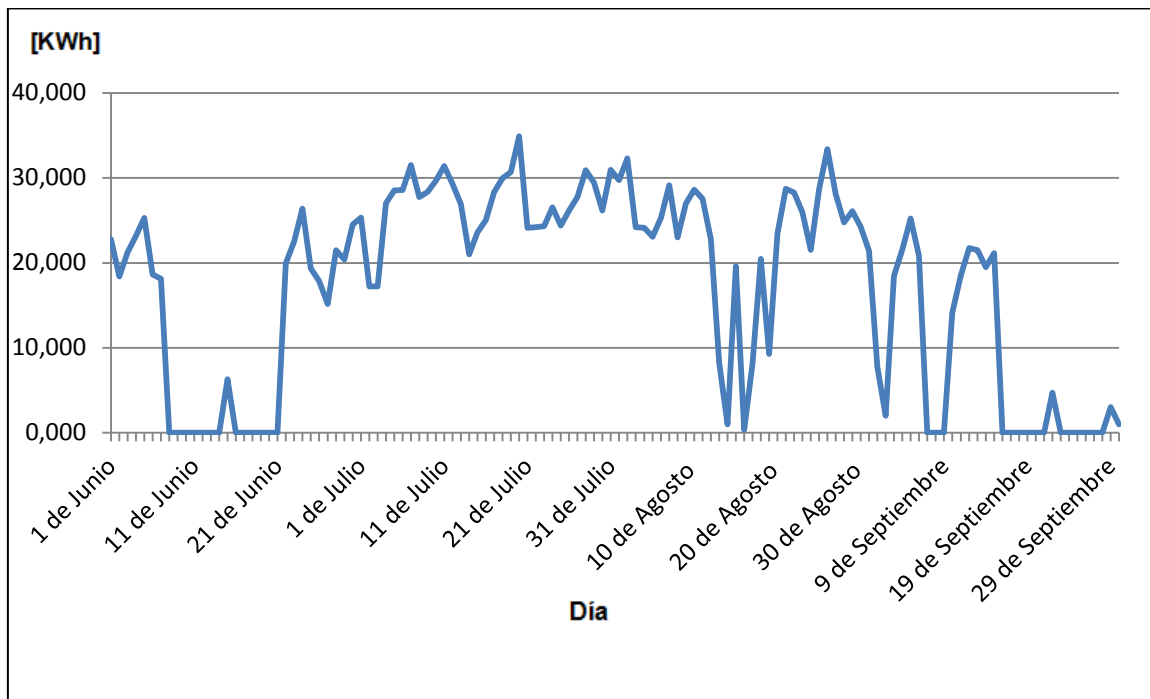


Figura 46 Representación de la energía en KWh recuperada para todos los días del verano

4.3.5 Potencia de la bomba de disolución

Los valores de potencia con los que funciona la bomba son despreciables si los comparamos con los de los demás componentes de la máquina. Para el día más caluroso del verano el máximo de potencia de la bomba alcanza el valor de 0,58 W, siendo el mínimo ligeramente superior a 0,3 W, tal como muestra la figura 47. El día 1 de Septiembre la temperatura oscila entre 0,3 y 0,36 W, y el día 13 de Julio entre 0,312 W y 0,51W (obsérvense figuras 48 y 49 respectivamente).

Hay que tener presente que tal y como se detalló en el apartado 3, la potencia de la bomba dependerá de la densidad de la disolución que es función de la concentración y de la temperatura.

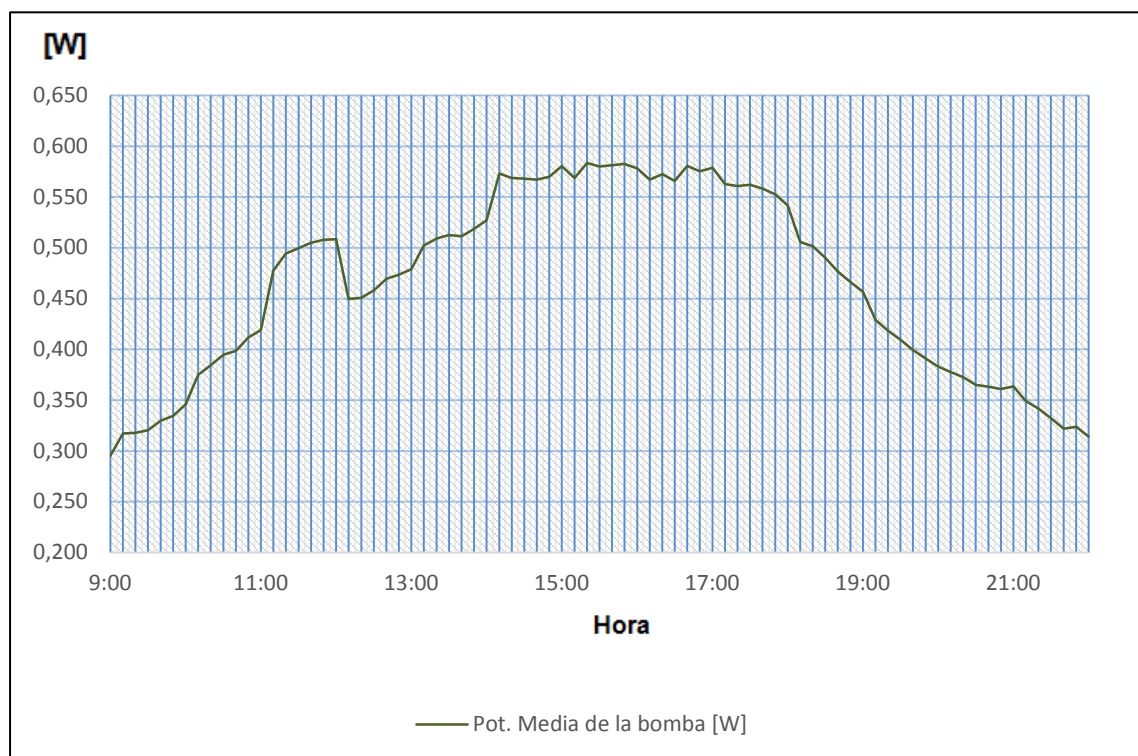


Figura 47 Curva de la potencia de a bomba de disolución para el día más caluroso del verano

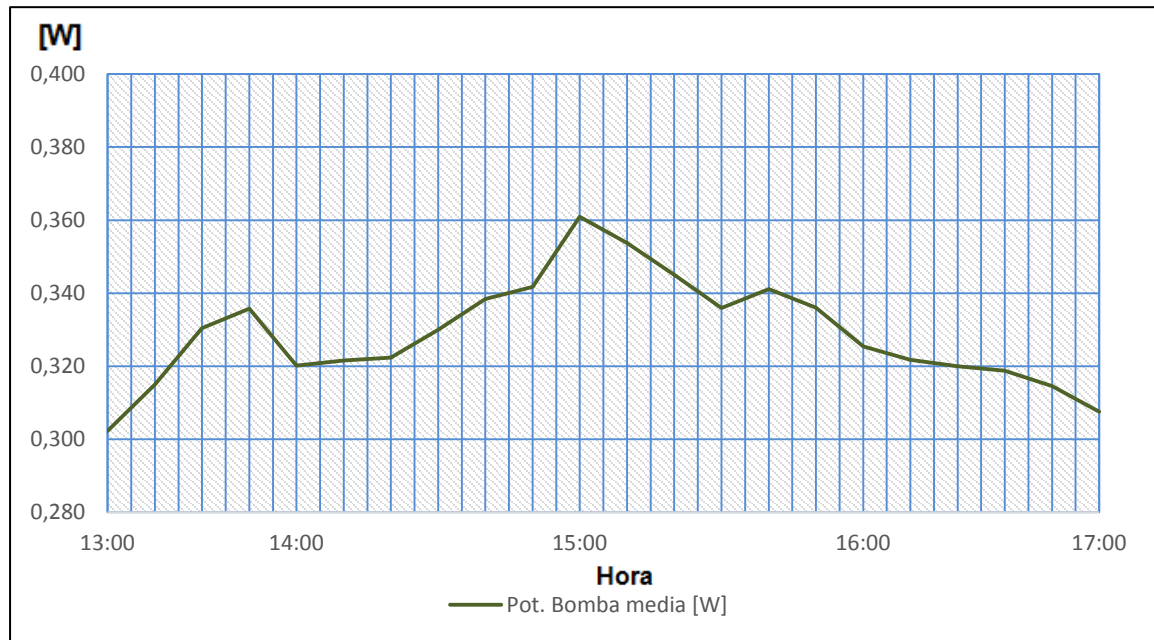


Figura 48 Curva de la potencia de la bomba de disolución para un día poco caluroso

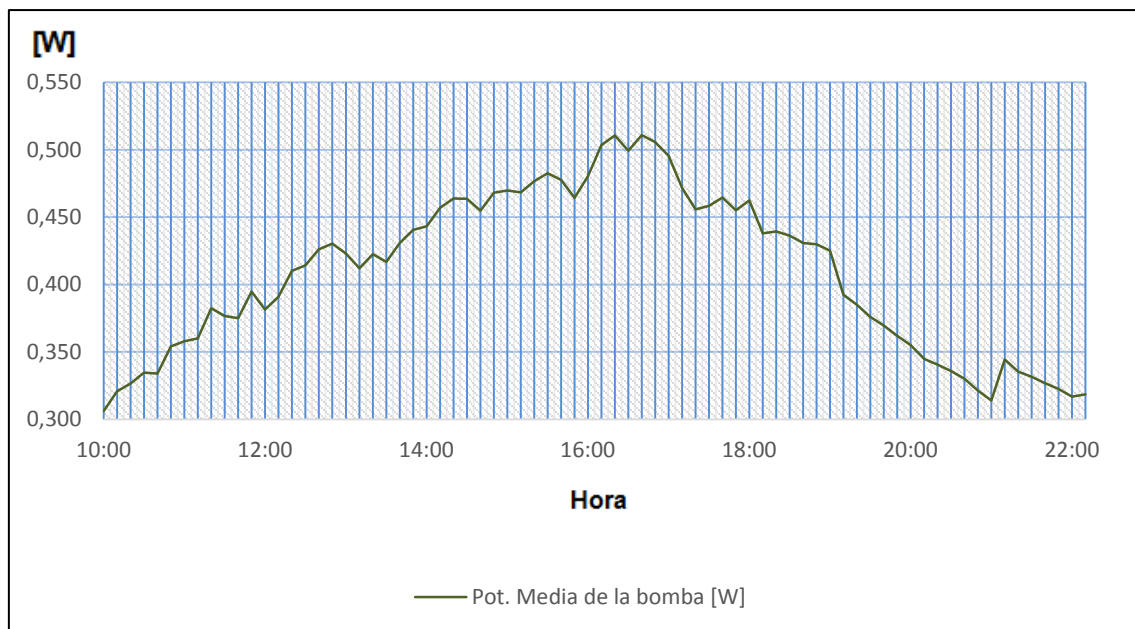


Figura 49 Curva de la potencia de la bomba de disolución para un día de temperaturas medias

Finalmente la figura 50 representa los valores de energía para los que trabaja la bomba. Obsérvese que mientras para los demás componentes de la máquina estos valores se expresaban en KWh, aquí sería más preciso utilizar una unidad menor como el Wh.

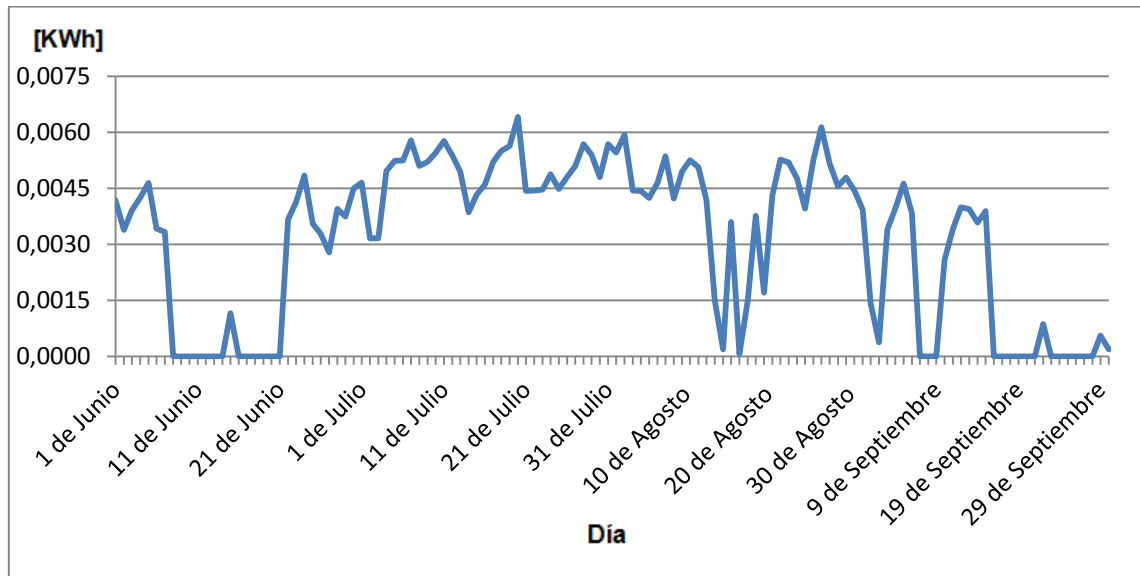


Figura 50 Representación de la energía en KWh de la bomba de disolución

4.3.6 POTENCIA DEL VENTILADOR

El conjunto absorbedor-condensador dispondrá de un ventilador que supondrá consumo eléctrico. Pese a que en la figura 11 se muestre un ventilador para cada uno de estos componentes, la máquina real no tendrá más que uno.

Para calcular la potencia con la que trabaja el ventilador aplicamos la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{\dot{m}_{\text{aire}} \cdot \Delta P}{\rho_{\text{aire}} \cdot \eta_V} \quad (4.3.6.1)$$

Donde:

- $Q_{\text{ventilador}}$ es la potencia del ventilador en W
- \dot{m}_{aire} es el caudal másico de aire en $\frac{\text{Kg}}{\text{s}}$
- ΔP es la pérdida de carga en Pa
- ρ_{aire} es la densidad del aire. Su valor es de $1,185 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
- η_V es el rendimiento del ventilador. Estimamos el valor de este en 0,5.

En ventiladores a medida que aumentamos la longitud del conducto acoplado, o sea que incrementamos la dificultad u obstrucción al paso del aire, disminuye el caudal que proporciona el ventilador. Esta disminución de caudal se llama pérdida de carga y es debida al rozamiento del aire con las paredes del conducto, a los cambios de dirección, torbellinos, obstáculos en las canalizaciones.

Este factor nos plantea la necesidad de poder disponer de los distintos caudales con los que es capaz un ventilador de trabajar según sea la pérdida de carga. Se somete a pruebas el aparato variándole la carga desde el caudal máximo al caudal cero. Todos los pares de valores *caudal-presión* obtenidos se llevan a unos ejes coordenados, obteniéndose la *curva característica*. La pérdida de carga se extraerá de la curva característica del catálogo de ventiladores.

Para calcular el caudal másico de aire requerimos una nueva ecuación:

$$Q_{cond+abs} = \dot{m}_{aire} \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (4.3.6.2)$$

- $Q_{cond+abs}$ es la suma de la potencia del condensador y del absorbedor para cada temperatura exterior registrada (W).
- C_p es el calor específico del aire. Tiene un valor de $1012 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e la temperatura exterior. Se cumplirá que $T_s - T_e$ será entre 6 y 8°C. Para la realización de los siguientes cálculos fijamos este incremento en 7°C.

Despejando el caudal másico obtenemos la expresión:

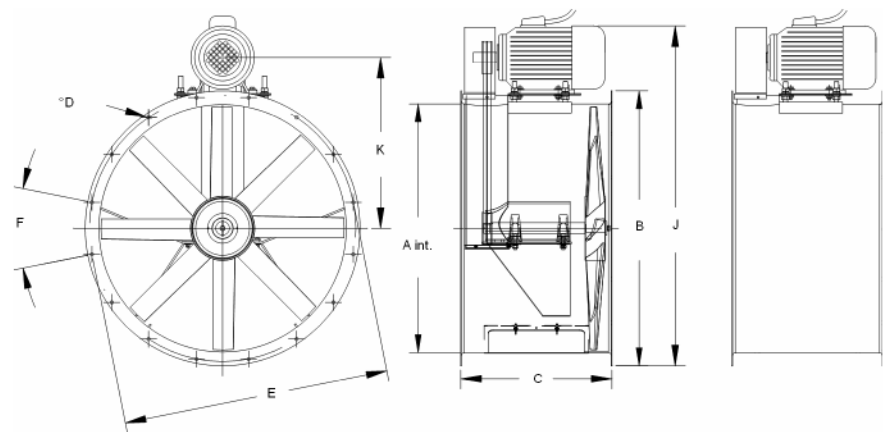
$$\dot{m}_{aire} = \frac{Q_{cond+abs}}{C_p \cdot (T_s - T_e)} \quad (4.3.6.3)$$

Para el día más calurosos del verano, el 26 de Agosto, se alcanza un caudal másico máximo de 2,25 Kg/s a partir de la ecuación 4.3.6.3. Muchos fabricantes prefieren catalogar el ventilador en función de su caudal volumétrico por hora, por lo que es conveniente conocer este valor también.

$$\dot{Q}_{aire} = 2,25 \frac{kg}{s} \cdot \frac{3600s}{h} \cdot \frac{1}{1,1} \frac{m^3}{h} = 7363,63 \frac{m^3}{h}$$

En función de este caudal seleccionamos un ventilador. Seleccionamos un modelo HH 56 T4 de 0,55kW de la marca Casals Ventilación S.L. Se muestran a continuación los planos, datos y la curva característica del ventilador elegido. De esta curva sacaremos el valor de pérdida de carga utilizando el valor de caudal máximo obtenido. Además en el anexo III que se adjunta al final de este proyecto se aporta más información sobre el fabricante y el modelo elegido.

Esquema de dimensiones



Dimensiones (mm)

A	560
B	650
C	390
D	12
E	620
F	30°
G	15
J máx	858
K máx	406

Figura 51 Esquema de dimensiones del ventilador elegido

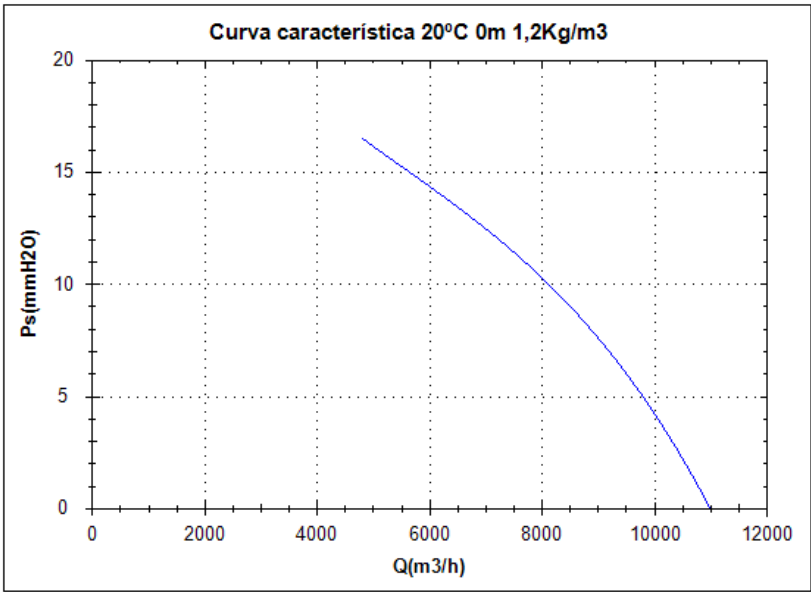


Figura 52 Curva característica del ventilador

La figura 52 muestra la curva característica que relaciona la pérdida de carga con el caudal para el que trabaja el ventilador elegido. Utilizando $7363,63 \frac{m^3}{h}$ como caudal volumétrico para el punto de diseño obtenemos la pérdida de carga que supondremos constante para el cálculo de la potencia del ventilador. En la siguiente figura (53) se determina que la pérdida de carga es de 11,5 mmH₂O. Calculamos el valor en Pascales:

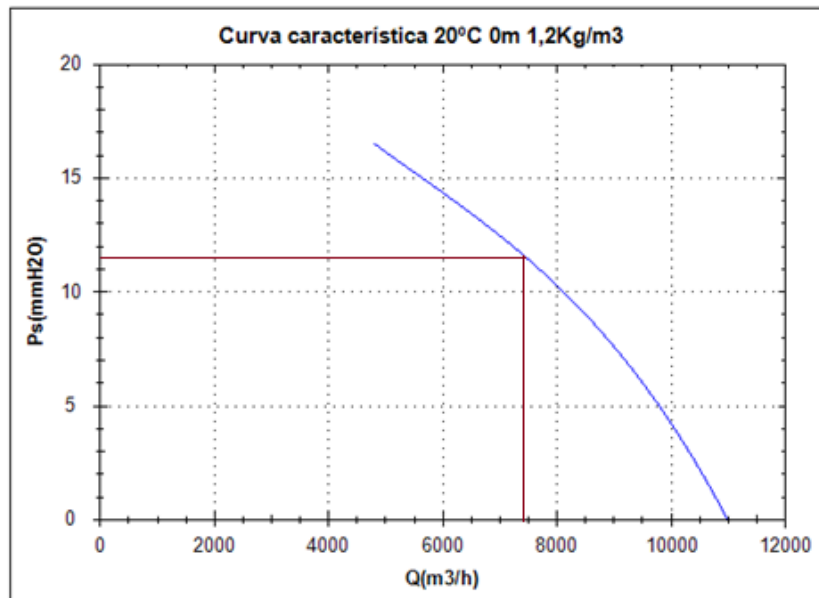


Figura 53 Curva característica del ventilador para el punto de diseño

$$P_s = \Delta P = 11,5 \text{ mm H}_2\text{O} \cdot \frac{9,8 \text{ Pa}}{1 \text{ mmH}_2\text{O}} = 112,7 \text{ Pa}$$

Turbina rpm	<input type="text" value="1400"/>	Potencia (kW)	<input type="text" value="0,55"/>
Motor rpm	<input type="text" value="1400"/>	Imax 230V(A)	<input type="text" value="2,69"/>
Peso aprox. (kg)	<input type="text" value="36"/>	Imax 400V(A)	<input type="text" value="1,56"/>
Caudal máximo (m³/h)	<input type="text" value="10990"/>	Imax 690V(A)	<input type="text" value="-"/>

Figura 54 Parámetros característicos del ventilador

Con todos estos valores calculamos la potencia máxima para la que debería funcionar el ventilador a partir de la ecuación 4.3.6.1. Se usará este parámetro para la elección de un modelo adecuado:

$$Q_{\text{ventilador}} = \frac{2,17 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 112,7 \text{ Pa}}{1,185 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,5} = 412,04 \text{ W}$$

Con este valor de pérdida de carga, vamos a calcular como varía la potencia del ventilador para cada uno de los tres días de estudio determinados. Además se representará la energía diaria en KWh del ventilador para todo el periodo de verano. Como se aprecia en la primera gráfica (figura 55) el máximo de potencia del ventilador para la temperatura exterior media es de 412.04W.

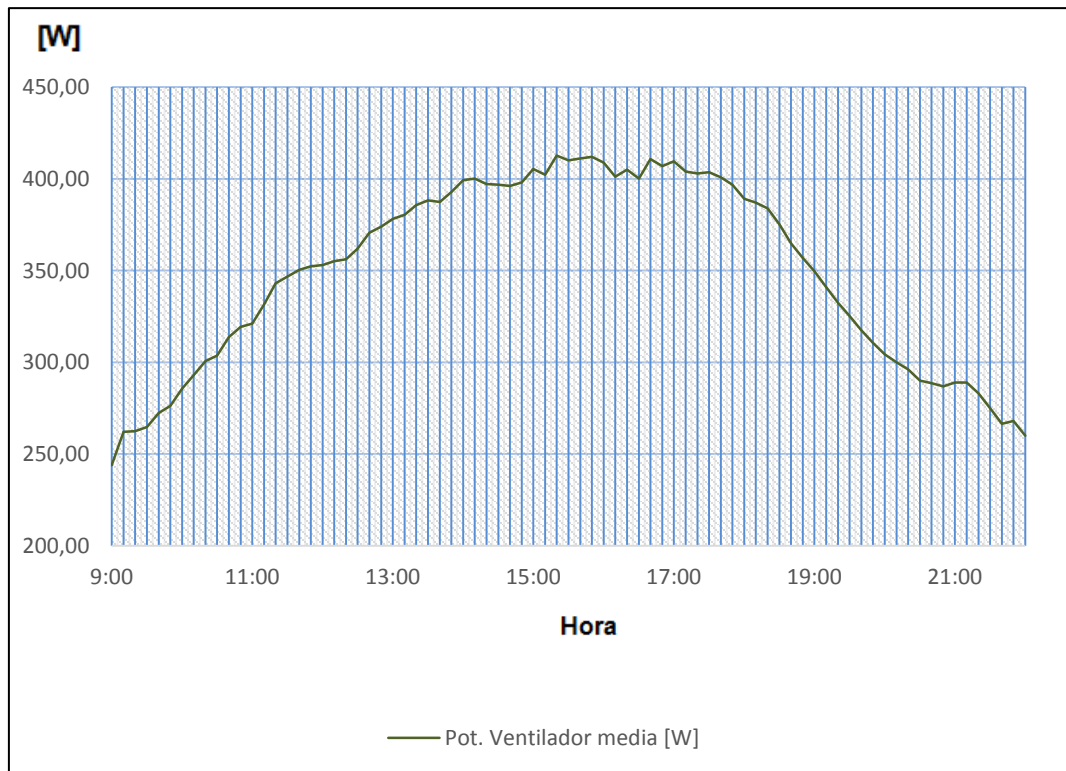


Figura 55 Curva de la potencia del ventilador para un día muy caluroso

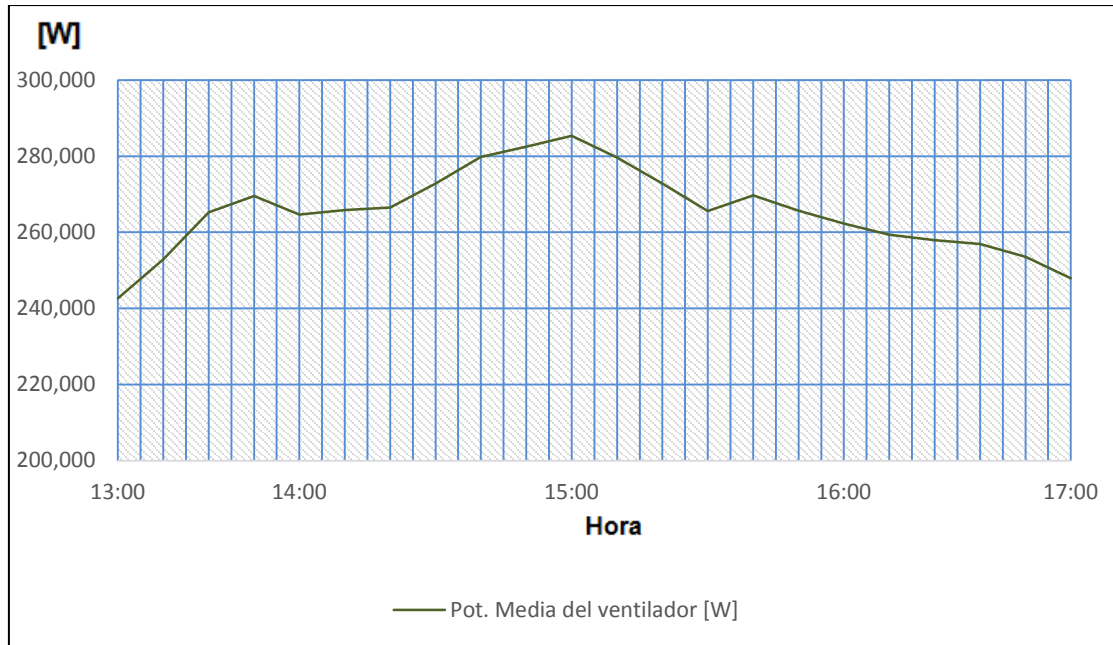


Figura 56 Curva de la potencia del ventilador para un día poco caluroso

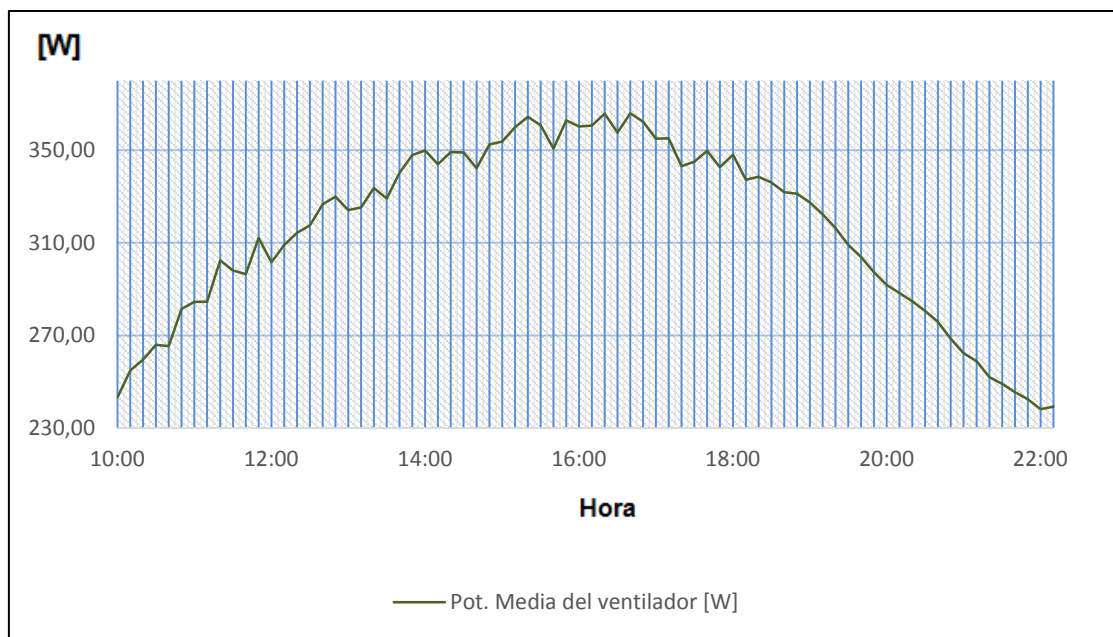


Figura 57 Curva de la potencia del ventilador para un día de temperaturas medias

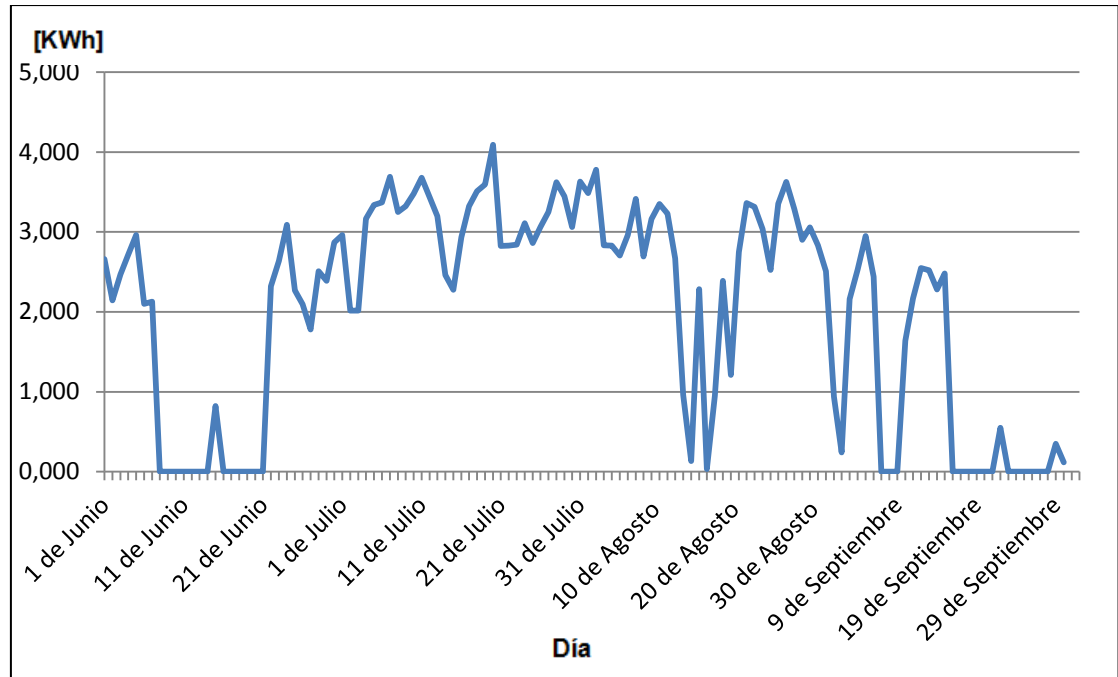


Figura 58 Representación de la energía en KWh del ventilador para todos días del verano

4.3.7 POTENCIA DE LA BOMBA DEL ABSORBEDOR

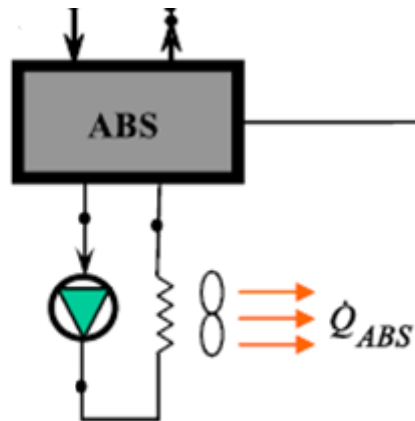


Figura 59 Detalle de la bomba del absorbedor

En este apartado va a determinarse la variación de la potencia de la bomba del absorbedor. Los cálculos serán similares a los realizados en el apartado anterior para estudiar el ventilador del absorbedor-evaporador. Sin embargo el fluido de trabajo anterior era aire, y la bomba trabaja con la disolución de agua y BrLi.

$$Q_{bomba-abs} = \frac{\dot{m}_{dis} \cdot \Delta P}{\rho_{dis} \cdot \eta_{ba}} \quad (4.3.7.1)$$

- $Q_{bomba-abs}$ es la potencia de la bomba del absorbedor en W
- \dot{m}_{dis} es el caudal másico de la disolución en $\frac{Kg}{s}$
- ΔP es la pérdida de carga en Pa . Se tomará $10^5 Pa$
- ρ_{dis} es la densidad de la disolución.
- η_{ba} es el rendimiento de la bomba. Estimamos el valor de este en 0,5.

$$\dot{m}_{dis} = \frac{Q_{abs}}{c_p \cdot (T_s - T_e)} \quad (4.3.7.2)$$

- Q_{abs} es la potencia del absorbedor para cada temperatura exterior registrada (W).
- C_p es el calor específico de la disolución ($\frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C}$).
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e la temperatura exterior. Se cumplirá que $T_s - T_e$ será entre 3 y 5°C. Para la realización de los siguientes cálculos fijamos este incremento en 4°C.

Para estimar la densidad de la disolución de agua- BrLi así como su calor específico necesitamos conocer la concentración de esta. Se considera el valor de máxima temperatura alcanzado en todo el periodo de refrigeración como el valor más desfavorable. La concentración a la salida del absorbedor para la temperatura más alta registrada todo el verano será de 0,63. De la figura 16 (densidad de las disoluciones acuosas de bromuro litio) determinamos que la densidad de la disolución es de $1750 \frac{Kg}{m^3}$. De la figura 60 se calcula el calor específico. Se estima que este tiene un valor de $1,83 \frac{KJ}{Kg \cdot ^\circ C}$.

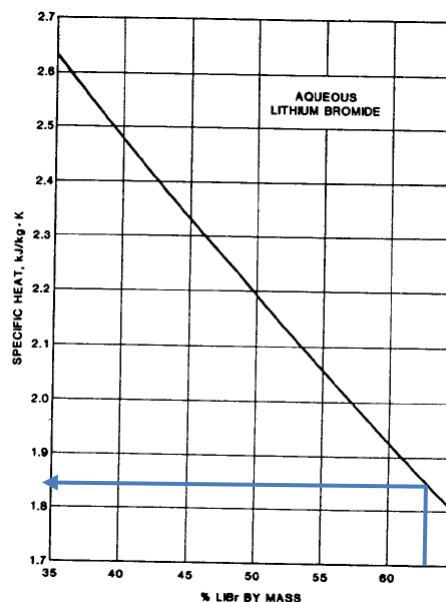


Figura 60 Curva de calor específico para disolución de BrLi

Analizando el día más caluroso del verano se comprueba que el caudal másico máximo que circula por la bomba es de 1,25 kg/s a partir de la ecuación 4.3.7.2. Para este valor de caudal másico se calcula la potencia máxima a la que podrá trabajar la bomba sustituyendo los valores obtenidos en la expresión 4.3.7.1:

$$Q_{bomba-abs} = \frac{1,25 \frac{Kg}{s} \cdot 10^5 Pa}{1750 \frac{Kg}{m^3} \cdot 0,5} = 142,8W$$

En la siguiente gráfica, que representa la variación de la potencia de la bomba en función de la hora del 26 de Agosto

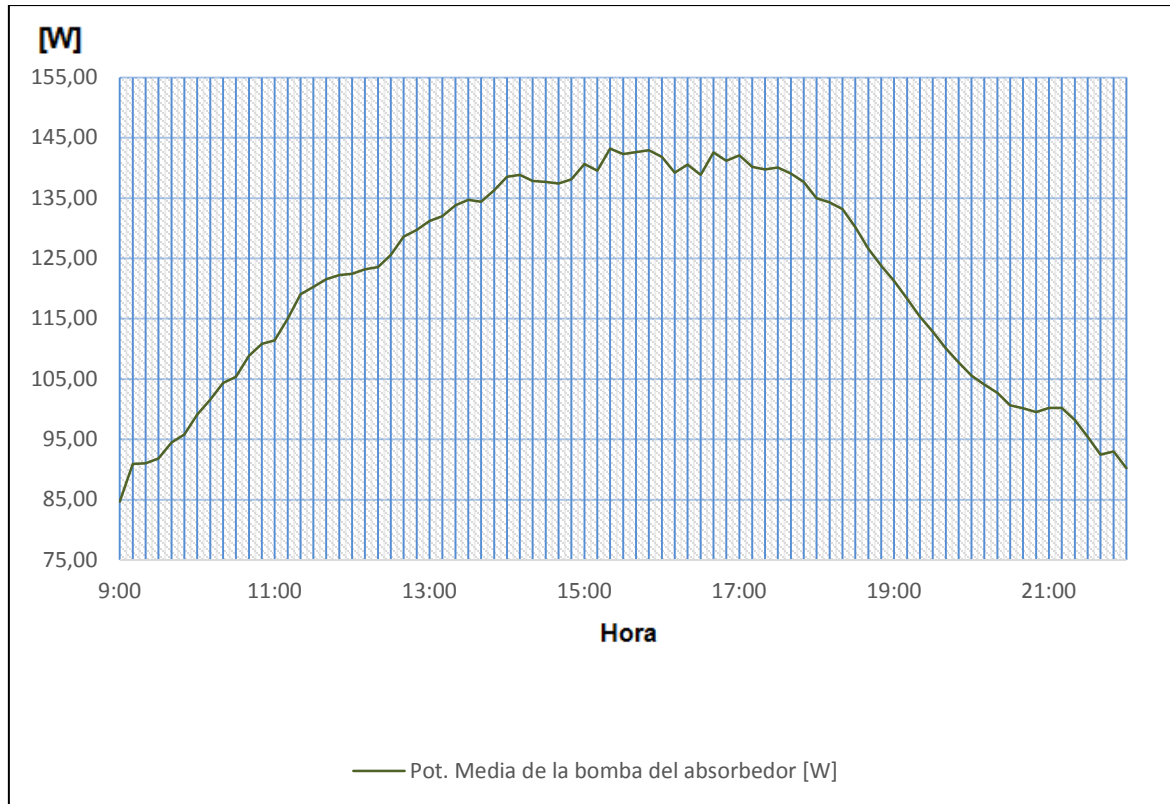


Figura 61 Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para el día más caluroso del verano

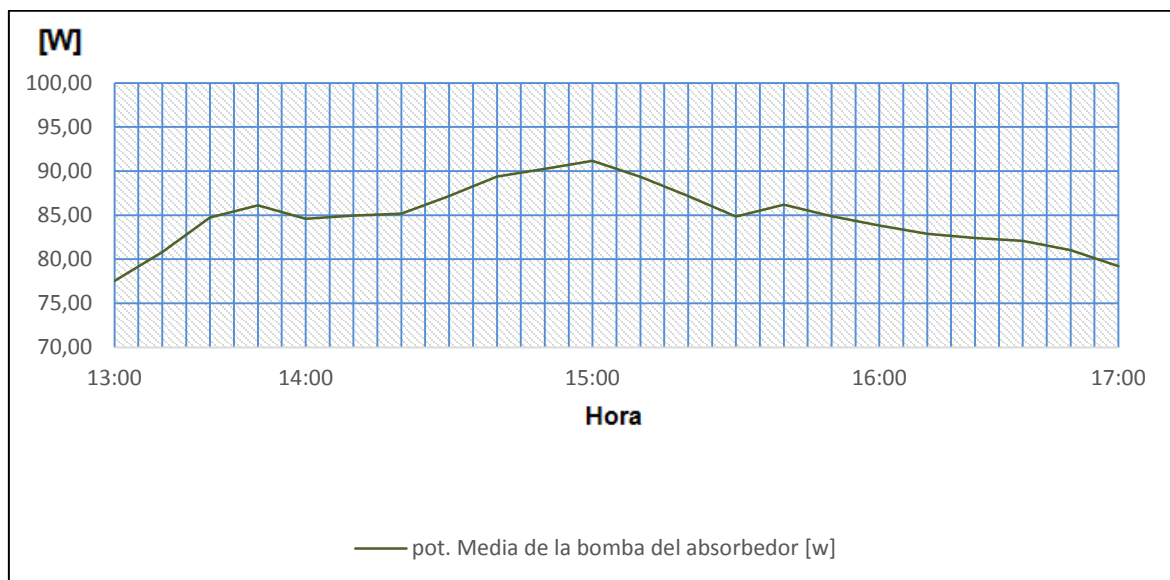


Figura 62 Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para un día poco caluroso

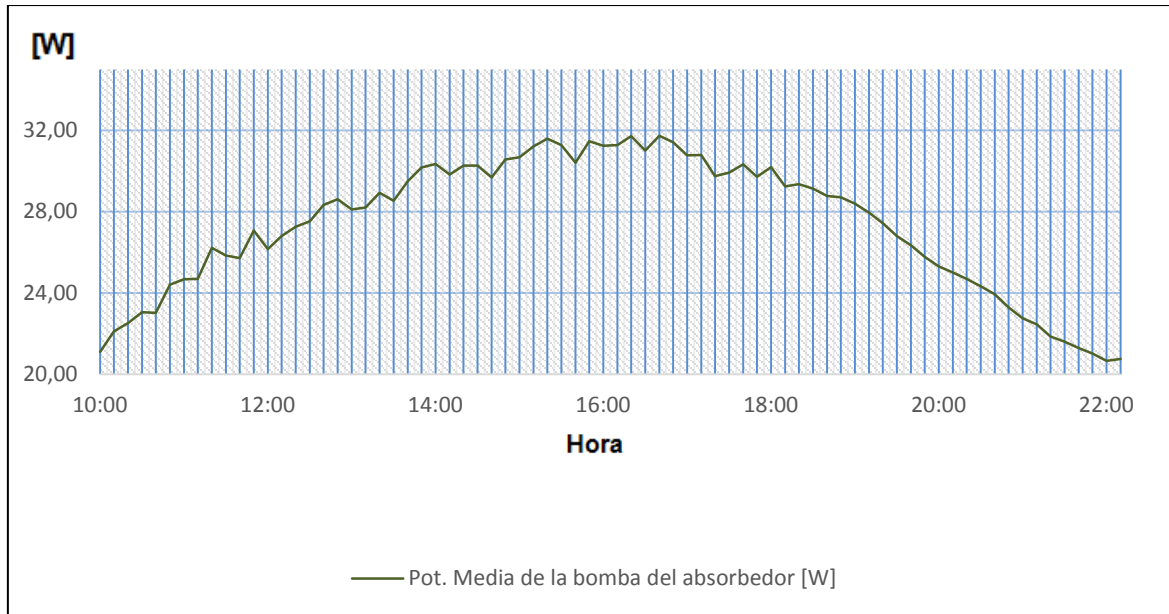


Figura 63 Curva de la potencia de la bomba del absorbedor para un día de temperaturas medias

Como se ha venido haciendo con los demás componentes, se presenta a continuación la energía expresada en KWh a la que trabaja la bomba del absorbedor para cada día del periodo de estudio. Apréciase que debido a los bajos valores de potencia obtenidos, se alcanzarán máximos de tan solo 1,5KWh aproximadamente.

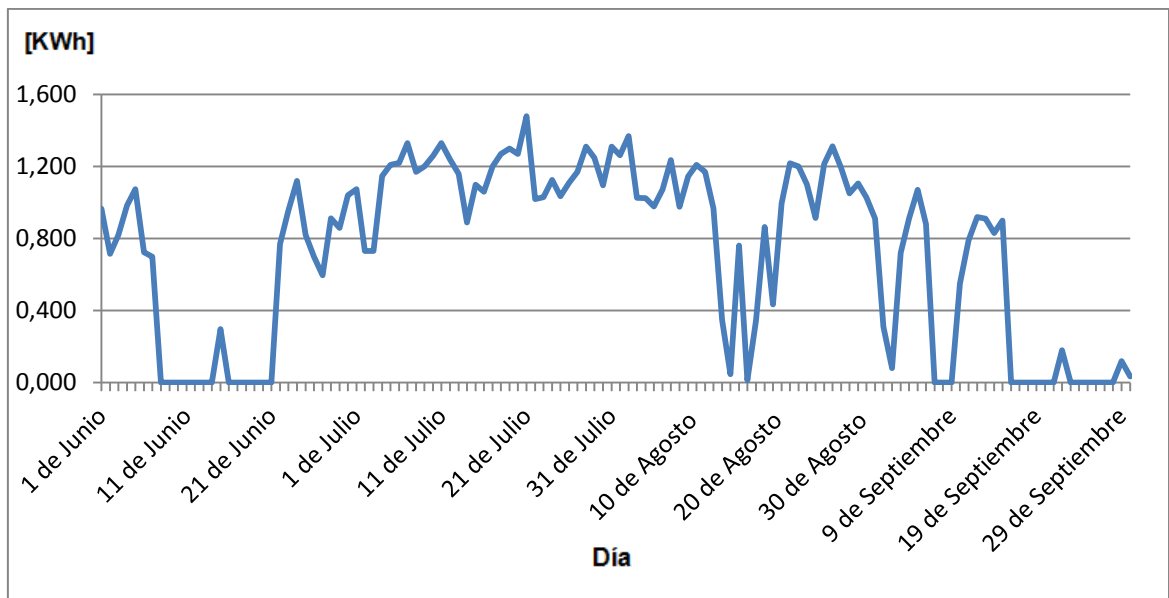


Figura 64 Energía en KWh de la bomba del absorbedor para todos los días del verano

4.3.8 POTENCIA DE LA BOMBA DEL EVAPORADOR

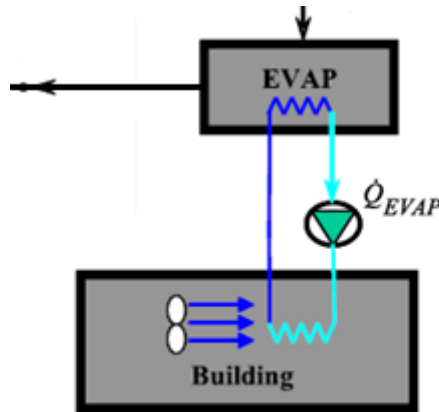


Figura 65 Detalle de la bomba del evaporador

El proceso a seguir es análogo al de la bomba del absorbedor. No obstante el fluido de trabajo será el agua. Las fórmulas serán las siguientes:

$$Q_{bomba-ev} = \frac{\dot{m}_{agua} \cdot \Delta P}{\rho_{agua} \cdot \eta_{be}} \quad (4.3.8.1)$$

- $Q_{bomba-ev}$ es la potencia de la bomba del evaporador en W
- \dot{m}_{agua} es el caudal másico del agua en $\frac{Kg}{s}$
- ΔP es la pérdida de carga en Pa . Esta tomará un valor de $10^5 Pa$
- ρ_{agua} es la densidad del agua. Su valor es de $1000 \frac{Kg}{m^3}$
- η_{be} es el rendimiento de la bomba. Estimamos el valor de este en 0,5.

$$\dot{m}_{agua} = \frac{Q_{ev}}{c_p \cdot (T_s - T_e)} \quad (4.3.8.2)$$

- Q_{ev} es la potencia del evaporador para cada temperatura exterior registrada.
- c_p es el calor específico del agua. Tiene un valor de $4180 \frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$
- T_s es la temperatura de salida del condensador y T_e la temperatura exterior. Se cumplirá que $T_s - T_e$ será entre 3 y $5^\circ C$. Para la realización de los siguientes cálculos fijamos este incremento en $4^\circ C$.

El valor de caudal másico de agua máximo registrado es de 0,36kg/s, siendo la potencia máxima de 72,8 W.

Ahora calculamos las curvas de potencia de esta bomba para los tres días representativos.

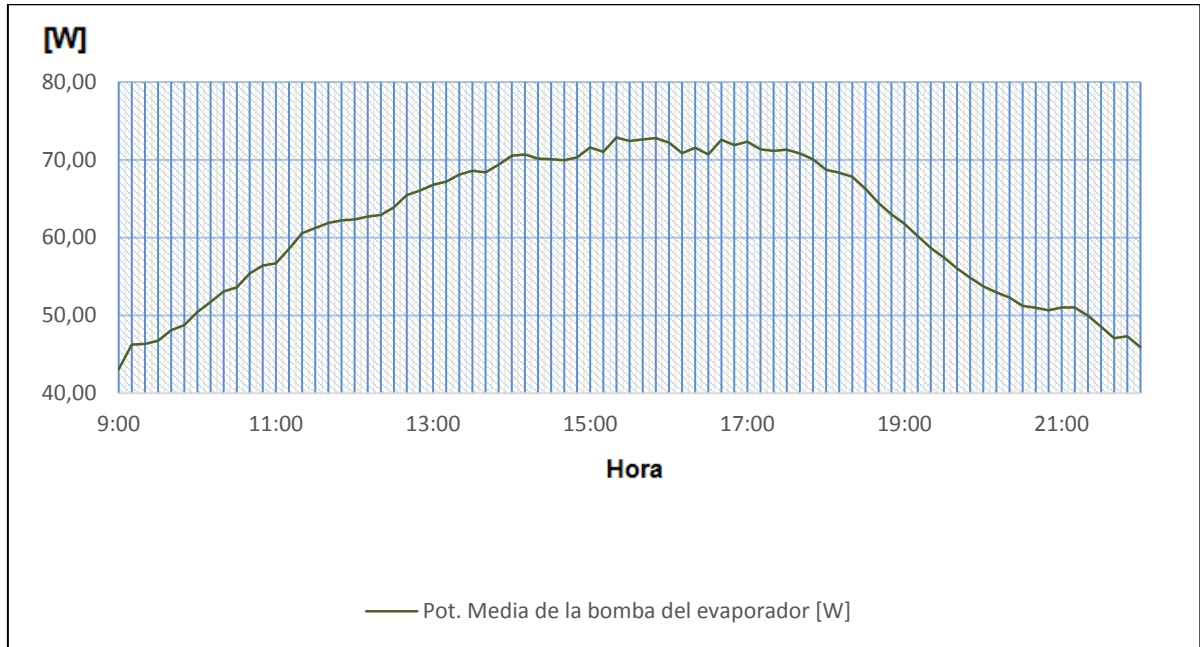


Figura 66 Curva de la potencia de la bomba del evaporador para el día más caluroso del verano

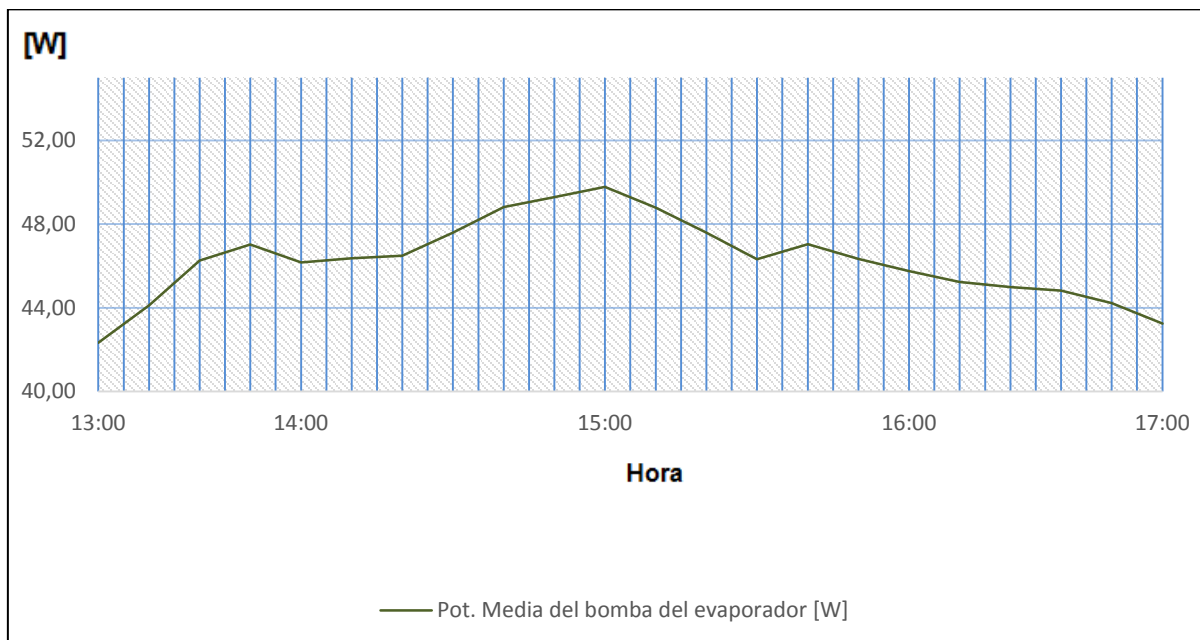


Figura 67 Curva de la potencia de la bomba del evaporador para un día de bajas temperaturas

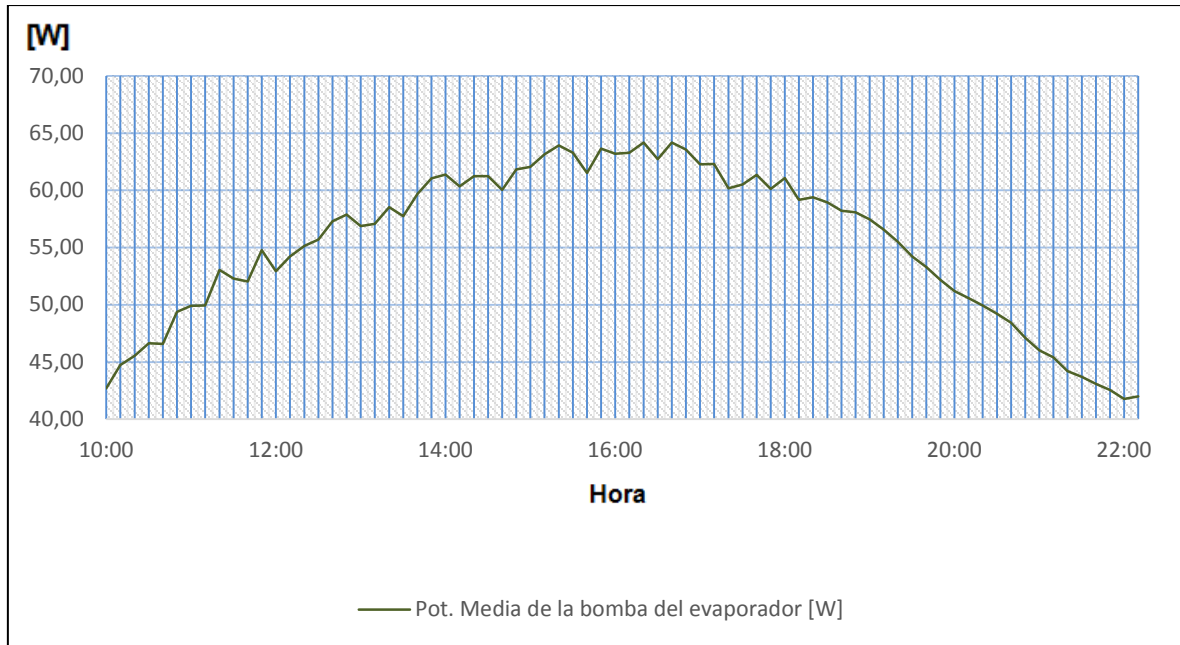


Figura 68 Curva de la potencia de la bomba del evaporador para un día de temperaturas medias

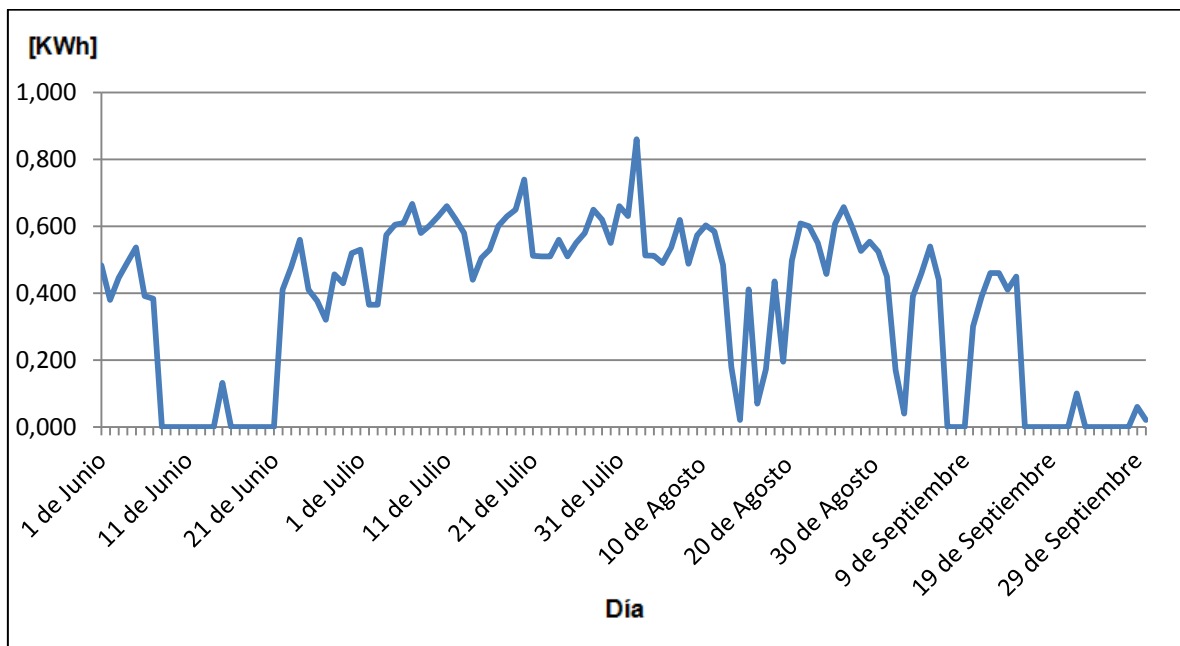


Figura 69 KWh de la bomba del evaporador

4.3.9 Análisis del COP

En este apartado se estudiará la variación del coeficiente de eficiencia energética para los días más representativos del verano, como se ha hecho con el resto de parámetros anteriormente.

El concepto de COP (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de eficiencia energética. Definimos COP como: “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración”. Como es evidente en refrigeración esta eficiencia dependerá del tipo de máquina empleada y de las características de esta. Se ha comentado en la introducción de este proyecto la existencia de máquinas de compresión mecánica para la generación de frío, así como los distintos tipos de máquina de absorción desarrollados.

Los COPs esperables de los ciclos de absorción son muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa, con Bromuro de Litio, no se superan COPs de 0,7 (como va a comprobarse a continuación), en máquinas de doble etapa se alcanzan valores que pueden ser hasta 1,5 veces a los esperados en una etapa. En ciclos de baja temperatura Amoniaco/Agua se consiguen valores de CO de 0,5 y pueden alcanzarse máximos de 0,8.

Para calcular el COP de los tres días de estudio, se aplicará la ecuación 1.2.27. Este dependerá de los caudales reales de refrigerante y disolución, así como de las entalpías de los puntos 1,2,4,6 y 7.

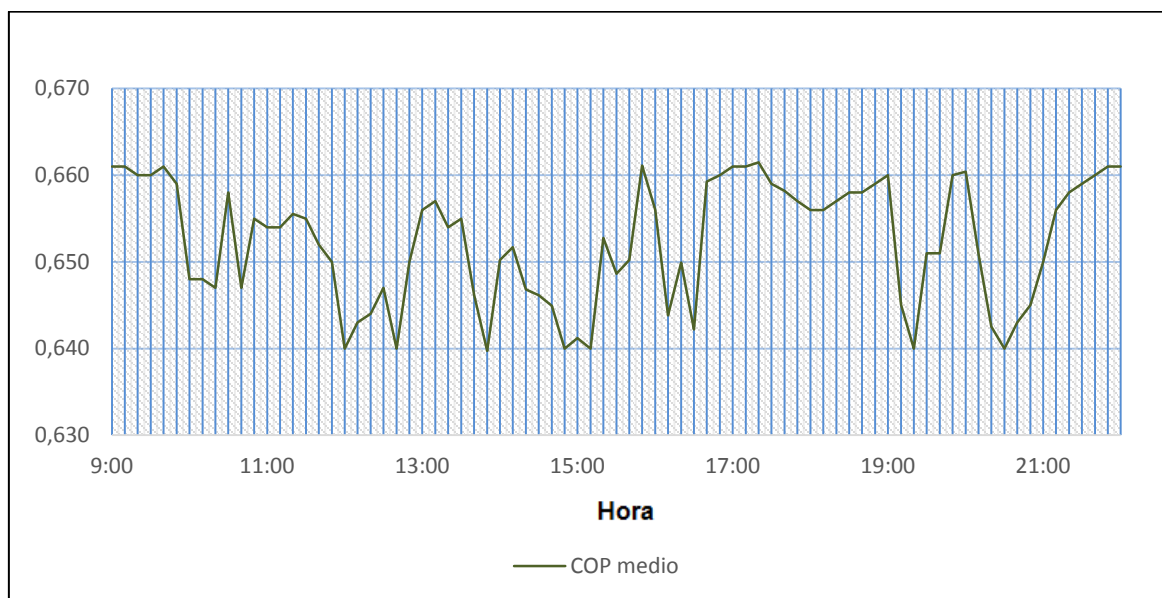


Figura 70 Análisis del COP para el día más caluroso del verano

Como puede apreciarse en esta gráfica para el día más caluroso del verano el valor máximo obtenido de COP es de 0.661 y el mínimo de 0,64. Queda confirmado que para una máquina de simple efecto de Bromuro/Litio no se alcanzan eficiencias energéticas mayores a 0,7. A su vez se extrae la conclusión de que los valores del COP varían poco en función de la temperatura.

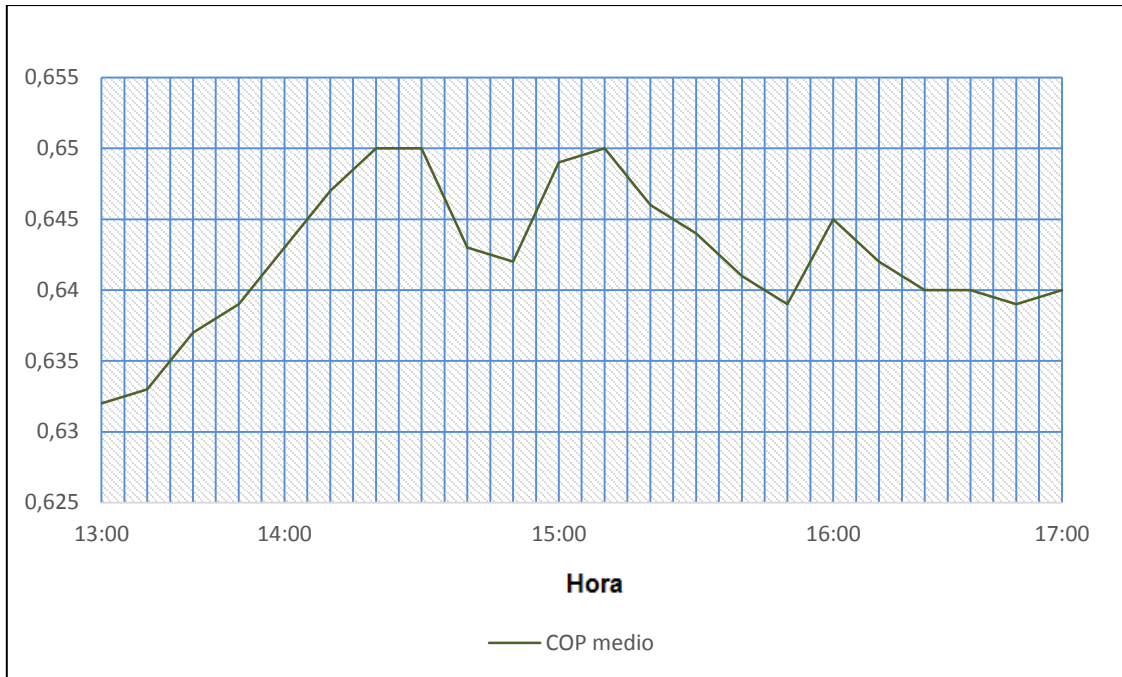


Figura 71 Análisis del COP para un día poco caluroso

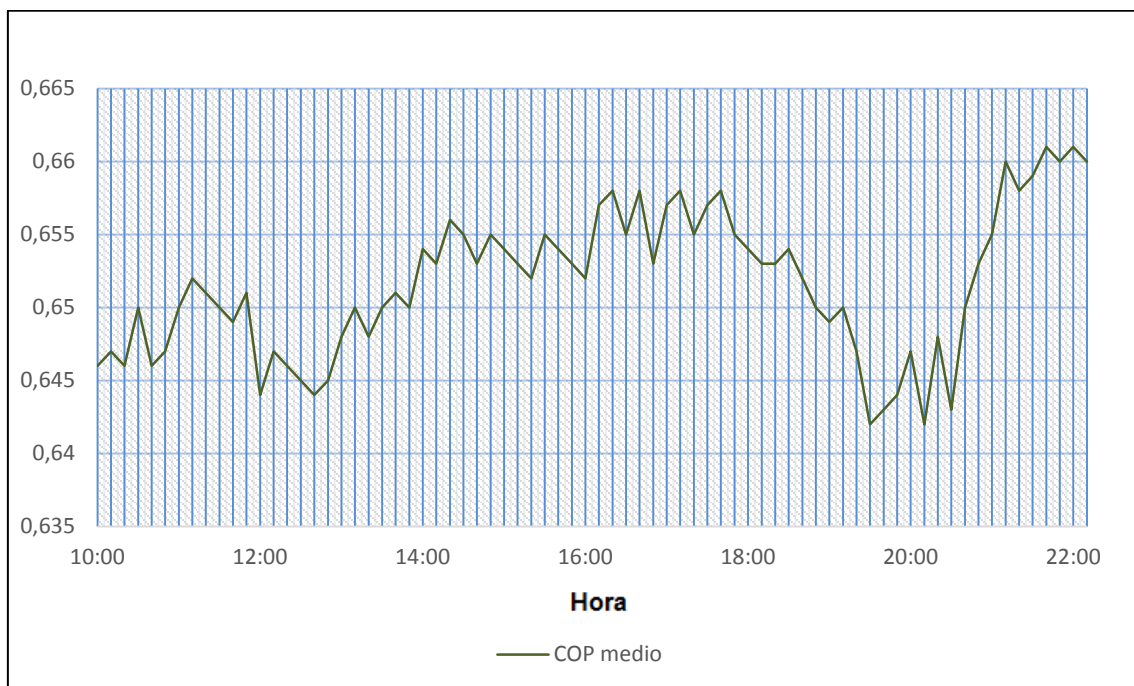


Figura 72 Análisis del COP para un día de temperaturas medias

Los valores máximos y mínimos de COP para el 1 de Septiembre serán respectivamente 0,65 y 0,632. A su vez, para el 13 de Julio variarán entre 0,66 y 0,64. Se concluye que durante todo el verano, sea cual sea la temperatura exterior la eficiencia energética de la máquina de absorción de la máquina estará acotada entre 0,63 y 0,66 aproximadamente.

Para poder asimilar todos estos resultados con más detenimiento se presenta a continuación la tabla 13 con los valores máximos y mínimos de estos para cada uno de los tres días escogidos como representativos.

		26 de Agosto	1 de Septiembre	13 de Julio
Temperatura exterior	Máximo	38,28°C	29,09°C	34,91°C
	Mínimo	28,77°C	27,01°C	27,55°C
Potencia en el evaporador	Máximo	6162,58W	4161,37W	5365,87W
	Mínimo	3602,03W	3538,25W	3492,72W
Potencia en el generador	Máximo	9360,27W	6471,8W	8255,18W
	Mínimo	5533,07W	5502,72W	5373,42W
Potencia en el condensador	Máximo	6099,48W	4723,15W	5406,65W
	Mínimo	3605,54W	4015,81W	3519,27W
Potencia en el absorbedor	Máximo	9271,2W	5903,94W	8218,1W
	Mínimo	5480,43W	5019,89W	5349,29W
Potencia en el recuperador	Máximo	3602,08W	2419,4W	2645,11W
	Mínimo	1810,07W	1954,26W	1703,77W
Potencia de la bomba	Máximo	0,58W	0,36W	0,51W
	Mínimo	0,3W	0,3W	0,312W
Potencia del ventilador	Máximo	412,71W	285,72W	365,84W
	Mínimo	243,97W	242,618W	238,13W
Pot. de la bomba del absorbedor	Máximo	143,18W	91,18W	31,73W
	Mínimo	84,64W	77,53W	20,65W
Pot. de la bomba del evaporador	Máximo	72,89W	49,78W	64,19W
	Mínimo	43,09W	42,32W	41,78W
COP	Máximo	0,661	0,65	0,66
	Mínimo	0,64	0,632	0,64

Tabla 13 Valores máximos y mínimos de las magnitudes estudiadas los tres días representativos

5 EVALUACIÓN DEL IMPACTO AMBIENTAL

Llegados a este punto, el proyecto se centrará en estudiar el daño al medio ambiente que ocasiona una máquina de absorción. De este análisis se sacarán conclusiones sobre la cantidad de emisiones a la atmósfera durante el periodo de refrigeración.

Se define TEI (Total Environmental Impact) como el factor que engloba todos los parámetros de influencia para evaluar el impacto ambiental de la máquina de absorción. A continuación se definen dichos parámetros aunque no todos serán objeto de estudio en este proyecto.

- **ODP** (Ozone Depletion Potencial – potencial de destrucción del ozono): Este parámetro es función del refrigerante. Como ya sabemos, en el caso de la mezcla LiBr-H₂O, el refrigerante es agua, y en el de la mezcla H₂O-NH₃, es el amoníaco. Tanto para el amoníaco como para el agua, el ODP es cero, lo que nos indica impacto nulo sobre la capa de ozono

- **GWP** (Global Warming Potential – potencial de efecto invernadero): Actualmente este parámetro y el ODP se encuentran algo obsoletos, ya que se utiliza el TEWI para estudiar las emisiones a la atmósfera que contribuyen al efecto invernadero y a la destrucción de la capa de ozono.

- **TEWI** (Total Equivalent Warming Impact-Impacto de calentamiento total equivalente) La tendencia global para medir el impacto de un fluido refrigerante en la atmósfera conlleva la adopción de un nuevo concepto, llamado TEWI, en reemplazo al GWP que estaba siendo utilizado hasta ahora. El TEWI es medido por la masa del total equivalente de CO₂ resultante de la suma del impacto directo generado por un escape de fluido refrigerante en el sistema, y también del impacto indirecto generado por el CO₂ emitido en la producción de energía eléctrica necesaria para alimentar equipos. Este impacto indirecto se conoce como PEII y se estudiará con más detenimiento en el apartado 5.1.

- **Consumo**: Realmente, hablar de consumo equivale a hablar del COP. Como se comentó en el apartado anterior, un equipo de absorción de simple efecto puede tener un COP aproximado de 0.6-0.7. En función de esta eficiencia energética el consumo de la máquina será mayor o menor y por lo tanto también su nivel de contaminación.

- **Emisiones**: Se tendrá en cuenta para estimar las emisiones tanto la masa de dióxido de carbono emitida, como a las fugas de refrigerante que puedan producirse. De los equipos de absorción, solo generan emisiones de gases contaminantes aquellos accionados por combustión directa, ya que en las máquinas que se accionan mediante el aprovechamiento de energías residuales no se computan las emisiones de gases contaminantes producidas, ya que se deben a otra función que no es la producción de frío. Se denomina potencial de invernadero directo e indirecto a las emisiones de dióxido de carbono emitidas a la atmósfera por el refrigerante y por el consumo de electricidad de ciertos componentes de la máquina. En el apartado siguiente se estudiarán las emisiones de dióxido de carbono derivadas de distintos componentes de la máquina de absorción, tales como el quemador del generador, el ventilador y las bombas del sistema absorbedor y del evaporador.

En cuanto a las emisiones referidas a fugas de refrigerante, el impacto ambiental de los equipos de absorción es claramente menor, ya que tanto el amoníaco como el BrLi no producen impacto alguno sobre el medio ambiente. Sin embargo, el que los refrigerantes de los equipos de absorción no produzcan destrucción de la capa de ozono o no produzcan efecto invernadero, no quiere decir que sean inocuos. El amoníaco es tóxico para el ser humano, por lo que se necesita un material adecuado y personal cualificado para su manipulación. En cuanto a la sal de bromuro de litio, como tal es inocua, pero en solución con agua y en presencia de aire es corrosiva, por lo que también debe tratarse con precaución.

-**Refrigerantes**: En los ciclos Agua-Bromuro de Litio el refrigerante que se utiliza R-718 (agua destilada), y el absorbente es una solución acuosa de Bromuro de Litio. En los ciclos

Amoniaco-Agua se utiliza R-717(Amoniaco) como refrigerante y agua destilada como absorbente. Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente, como se resume en la tabla siguiente, si bien se precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con Amoniaco, dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano, sobre la que no es preciso abundar ya que es sobradamente conocida. Por lo que respecta al agua, solo cabe señalar la necesidad de controlar su pureza cuando se emplea como refrigerante, más por lo que puede afectar al rendimiento de los equipos que por sus efectos sobre las personas y el medio ambiente para los que es completamente inocua.

REFRIGERANTES Y ABSORBENTES

	R-717 Amoniaco	R-718 Agua	BrLi Sal Diluida
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nula	Baja
Disponibilidad	Alta	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Bajos	Nulos	Nulos
ODP	o	o	o
GWP	o	o	o
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor lat. vaporización.....	1,25 MJ/kg	2,5 MJ/kg	N/A
Coste	Medio	Bajo	Medio

Tabla 14 Propiedades de refrigerantes y absorbentes

Finalmente hay que tener en cuenta que como en cualquier otra tecnología, es necesario conocer la normativa vigente. Hay que decir que en el caso de la normativa española, no hay normativas específicas para los equipos de absorción, si bien algunas normas hacen referencias a los mismos. En resumen, podemos decir que sólo existe normativa específica extranjera, la mayoría de reciente creación, debido al esfuerzo realizado por diferentes organismos reguladores. Sin embargo, pese a que algunas normas son muy empleadas, todavía no existe ninguna normativa internacional ISO específica para máquinas de absorción, que ayudaría a homogeneizar y unificar los diferentes criterios, lo que sería un paso muy importante para el desarrollo de los equipos de absorción.

Para ciertas máquinas se suele tener en cuenta dos parámetros, el potencial de efecto invernadero directo (PEID) y el potencial de invernadero indirecto (PEII).

El PEID calcula los kilogramos de CO₂ emitidos a la atmósfera durante un cierto número de años en que la máquina esté en funcionamiento (normalmente la vida de esta). Este cálculo requiere los kilogramos de CO₂ por kilogramo de refrigerante. Sin embargo trabajando con una máquina de absorción de Agua/ Bromuro-Litio no es necesario calcular el directo puesto que el refrigerante es agua.

El PEII estima la masa de CO₂ emitida a la atmósfera en la fabricación del frío. Este valor sí que va a estudiarse a continuación.

5.1 POTENCIAL DE EFECTO INVERNADERO INDIRECTO (PEII)

De manera indirecta la máquina de absorción emite una cierta cantidad de dióxido de carbono a la atmósfera que se produce al quemar combustible fósil de la caldera que alimenta al generador con energía calorífica. También ha de tenerse en cuenta que el accionamiento de las bombas del absorbedor y el evaporador y del ventilador de la instalación llevará asociada una emisión de CO₂, por lo que el estudio se dividirá para ambos presentando los resultados obtenidos como se detalla a continuación.

5.1.1 EMISIONES PRODUCIDAS POR EL GENERADOR

Este potencial se calcula mediante la siguiente expresión:

$$PEII = peii \cdot Q_{gen} \cdot \frac{1}{\eta_{quemador}} \cdot n \cdot N \quad (5.1.1.1)$$

Siendo:

- *peii* la masa de CO₂ vertida a la atmósfera por KWh consumido (*KgCO₂/kWh*).
peii = 0,22*kg/KWh* para el gas natural, que es el combustible que utilizaremos.
- *Q_{gen}* es la potencia del generador (*kW*).
- *n* las horas de funcionamiento de la instalación. En este caso son 10 horas al día.
- *N* el número de años de funcionamiento de la instalación. Haremos los cálculos para un año primero y seguidamente para toda la vida de la instalación. La vida media de la instalación se estima en 20 años.
- *η_{quemador}* es el rendimiento del quemador de gas natural con el que se aportará calor al generador.

Vamos a empezar calculando este parámetro para los tres días representativos que se han estudiado en el apartado anterior. Utilizaremos los valores de la curva de potencia del generador para cada uno de ellos. Hay que tener en cuenta el rendimiento del quemador, que estimaremos en un 80%. El quemador trabajará con gas natural produciendo energía calorífica que alimentará al generador.

La siguiente tabla recoge los datos de demanda (en KWh) para los tres días estudiados. Con estos valores y utilizando la fórmula del PEII podemos calcular los kilogramos de dióxido de carbono que se emiten a la atmósfera cualquiera de estos tres días.

	Demanda del generador [KWh]		
	26 de Agosto	1 de Septiembre	13 de Julio
9h-10h	5,042	0	0
10h-11h	6,073	0	5,006
11h-12h	6,798	0	5,499
12h-13h	7,311	0	6,509
13h-14h	7,798	5,06	6,613
14h-15h	8,005	5,364	6,806
15h-16h	8,249	5,6322	7,014
16h-17h	8,143	5,122	7,02
17h-18h	8,089	0	6,806
18h-19h	7,584	0	6,442
19h-20h	6,7	0	5,72
20h-21h	5,964	0	5,202
21h-22h	5,474	0	4,876
	91,23	21,1782	73,513

Tabla 15 Demanda horaria y diaria del generador para los tres días de estudio

La siguiente tabla muestra los kg de CO₂ emitidos por día

	Kg de CO ₂		
	26 de Agosto	1 de Septiembre	13 de Julio
9h-10h	1,39	0,00	0,00
10h-11h	1,67	0,00	1,38
11h-12h	1,87	0,00	1,51
12h-13h	2,01	0,00	1,79
13h-14h	2,14	1,39	1,82
14h-15h	2,20	1,48	1,87
15h-16h	2,27	1,55	1,93
16h-17h	2,24	1,41	1,93
17h-18h	2,22	0,00	1,87
18h-19h	2,09	0,00	1,77
19h-20h	1,84	0,00	1,57
20h-21h	1,64	0,00	1,43
21h-22h	1,51	0,00	1,34
	25,09	5,82	20,22

Tabla 16 Emisiones de CO₂ de la máquina para los tres días de estudio

El código en Mathcad diseñado nos permite conocer para cada día del verano la potencia media en vatios a la que trabaja el generador. Conociendo esta podemos calcular los kilogramos de dióxido de carbono emitidos a la atmósfera en la temporada de refrigeración. Obsérvese que el máximo se consigue el 7 de Agosto, día en que la máquina produce 25,3 kilogramos de dióxido de carbono. Para toda la temporada se emiten a la atmósfera un total de 1575,64 kilogramos de dióxido de carbono.

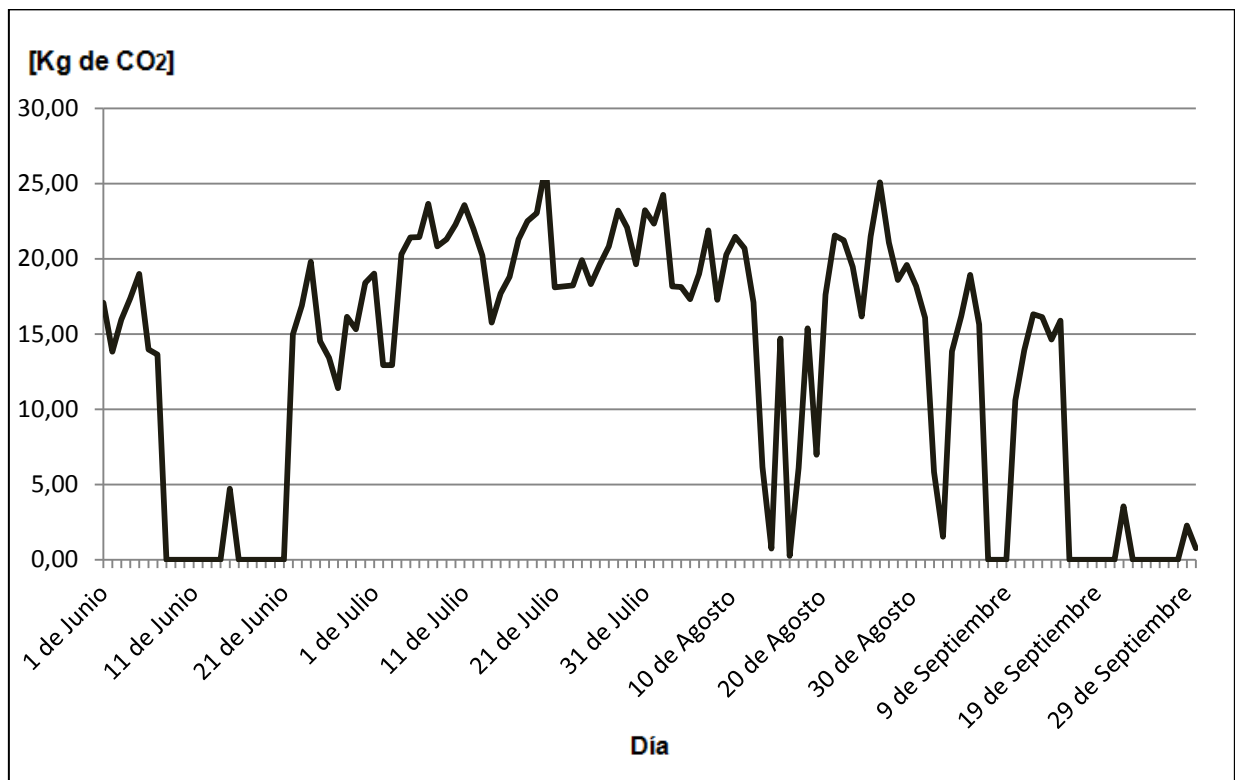


Figura 73 Kilogramos de dióxido de carbono emitidos a la atmósfera por el generador

5.1.2 EMISIONES PRODUCIDAS POR EL VENTILADOR

Además de la las emisiones producidas por el generador, existen otros componentes como ya se ha mencionado que requerirán consumo eléctrico. Estos componentes son el ventilador del sistema condensador absorbedor, la bomba del absorbedor y la bomba del evaporador.

Seguidamente se representará como varían las emisiones de dióxido de carbono que el ventilador emite en su funcionamiento día a día. Según el Ministerio del Medio Ambiente, se producirán 340 gramos de dióxido de carbono por KWh de electricidad producido. Conociendo la variación energética diaria del ventilador que representa la figura 58 estudiada en el apartado 4.3.6 es sencillo hacer este cálculo. Sumando las emisiones diarias se hallan los 83,36 kilogramos de CO₂ emitidos durante todo el verano.

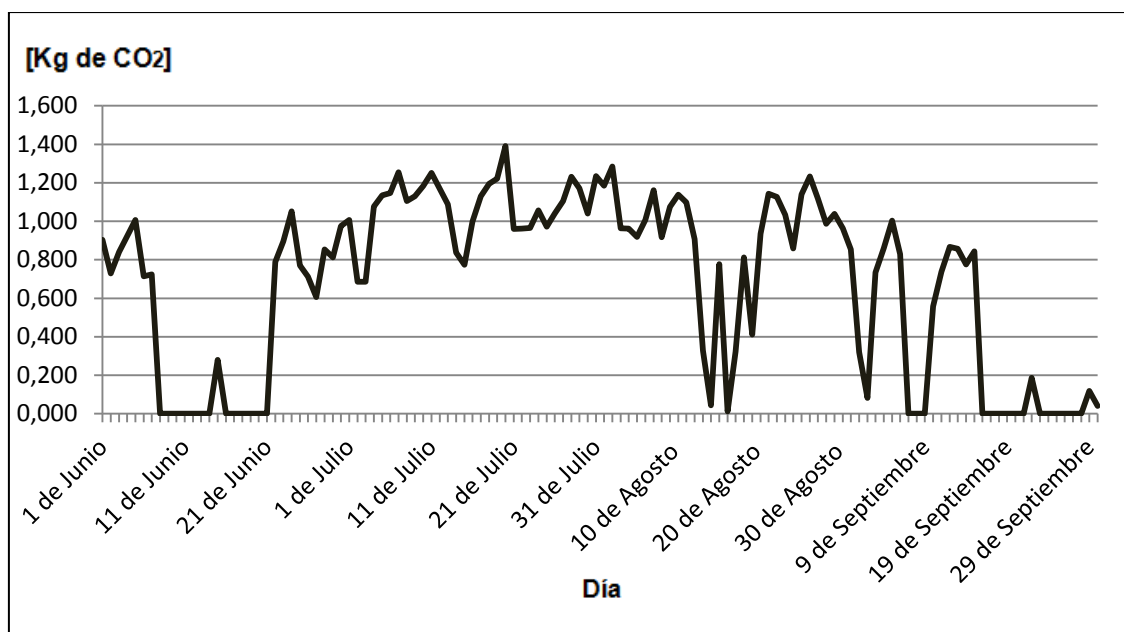


Figura 74 kilogramos de dióxido de carbono para el ventilador

5.1.3 EMISIONES PRODUCIDAS POR LA BOMBA DEL ABSORBEDOR

Se realiza ahora el mismo cálculo de emisiones para la bomba del absorbedor. El Ministerio de Medio Ambiente español estima las emisiones de dióxido de carbono de este tipo de componentes en $0,340 \frac{Kg}{KWh}$, mismo valor que utilizo con el ventilador. La figura 75 muestra como varían estas emisiones a lo largo de la temporada. Sumando las emisiones de cada día se obtiene un valor de 30,12 kilogramos de dióxido de carbono emitidos por la bomba del absorbedor para toda la temporada en que se requiere producir frio.

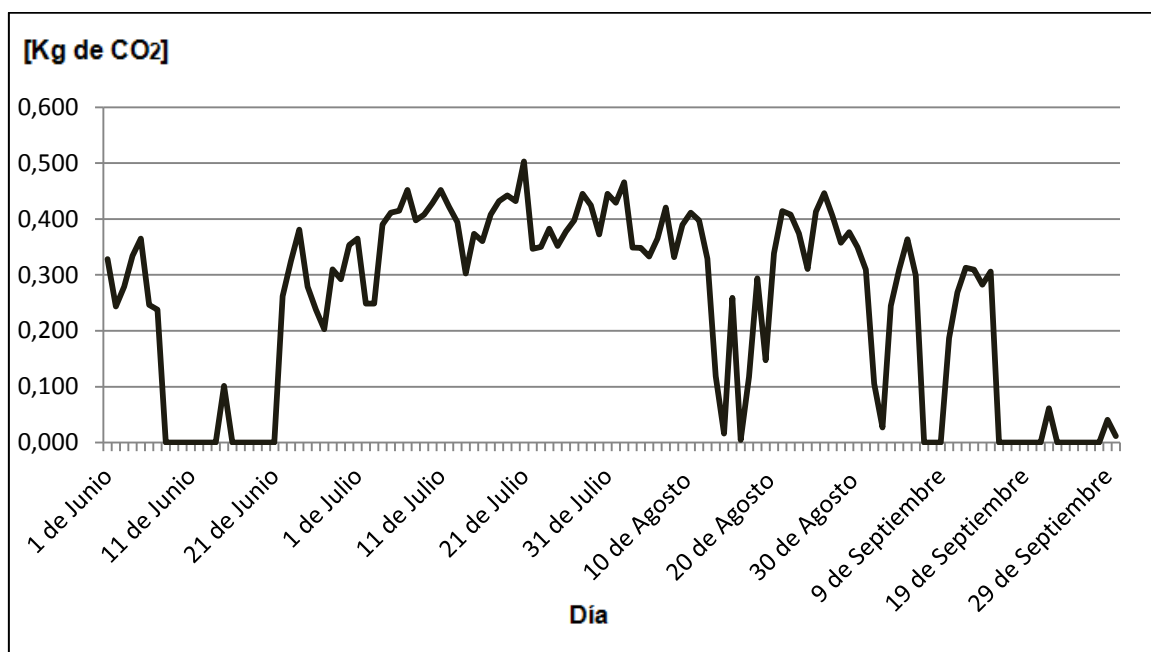


Figura 75 Kg de CO2 emitidos por la bomba del absorbedor

5.1.4 EMISIONES PRODUCIDAS POR LA BOMBA DEL EVAPORADOR

El porcentaje de emisión sigue siendo el mismo, de $0,34 \frac{Kg}{KWh}$.

Se emiten un total de 15,15 kilogramos de CO₂ durante los cuatro meses.

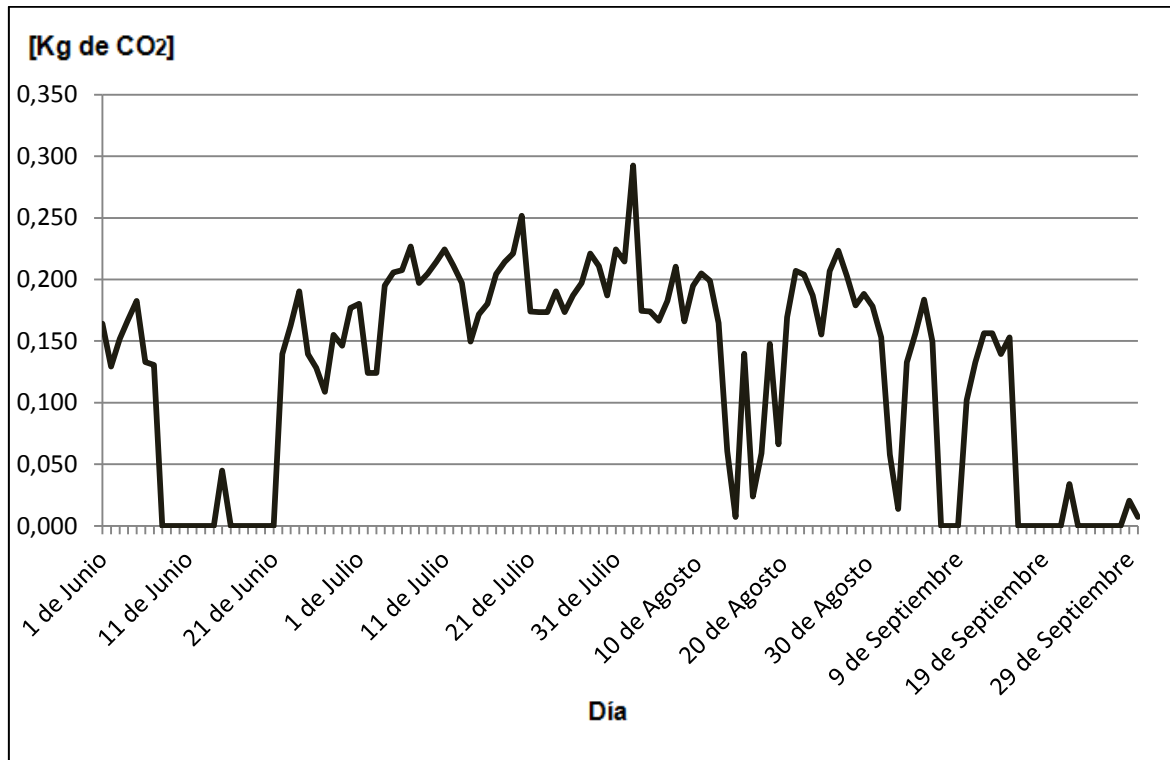


Figura 76 Kg de CO₂ emitidos por la bomba del evaporador

5.1.5 PEII TOTAL ANUAL Y PEII ASOCIADO A LA VIDA MEDIA DE LA INSTALACIÓN

Finalmente se calcula el valor de potencial de efecto invernadero indirecto total para todo el periodo de refrigeración, así como para toda la vida de la máquina.

$$PEII_{TOTAL\ ANUAL} = PEII_{generador} + PEII_{ventilador} + PEII_{bomba\ abs} + PEII_{bomba\ ev} \quad (5.1.5.1)$$

$$PEII_{TOTAL\ ANUAL} = (1575,64 + 83,36 + 30,12 + 15,15)Kg\ CO_2 = 1704,27\ Kg\ CO_2$$

Considerando para la instalación una vida media de veinte años se calculan las emsiones totales de la máquina de absorción duranre toda su vida:

$$PEII(20\ años) = 1704,27 \cdot 20 = 34085\ Kg\ de\ CO_2 = 34\ toneladas\ de\ CO_2 \quad (5.1.5.2)$$

6. COSTE ENERGÉTICO DE LA CALDERA DE GAS NATURAL

Concluido el estudio de la vivienda y la máquina de absorción, es momento de realizar un breve estudio de la caldera de gas natural que usará la instalación como fuente de calor de alimentación. Recuérdese que la demanda de frío de la temporada obtenida en el apartado 4.2 es de 3715,268 KWh. Se considera que el rendimiento de la caldera de gas natural es del 85%. Los cálculos se realizarán en función de los datos aportados por una factura de gas natural que se adjunta en el anexo IV.

6.1 COSTE DEL CONSUMO DE ENERGÍA

Atendiendo a la factura de gas natural enviada por el grupo Galp Energía, se extraen los siguientes datos de interés:

Consumo= 1172 KWh

Importe= 94,88 €

Se calcularán a continuación, el coste:

$$Coste = \frac{Importe}{Consumo} = \frac{94,88 \text{ €}}{1172 \text{ KWh}} = 0,0809 \frac{\text{€}}{\text{KWh}} \quad (6.1.1)$$

6.2 CO₂ EMITIDO PO LA CALDERA DE GAS

$$Demanda_{real} = \frac{Demanda \text{ de frío}}{\eta_{caldera}} = \frac{3715,268 \text{ KWh}}{0,85} = 4370,903 \text{ KWh} \quad (6.2.1)$$

Conociendo el valor de la demanda real, 4370,903 KWh, y que las emisiones de dióxido de carbono para el gas natural son de 0,22 kg CO₂/KWh, podemos calcular la masa de contaminante emitida a la atmósfera.

$$masa \text{ CO}_{2_{caldera}} = 4370,903 \text{ KWh} \cdot 0,22 \frac{\text{kg de CO}_2}{\text{KWh}} = 961,59 \text{ kg de CO}_2 \quad (6.2.2)$$

7. CONCLUSIONES

El proyecto ha consistido en la evaluación de una máquina frigorífica de absorción de simple efecto de bromuro-litio/agua, condensada por aire, sometida a las condiciones ambientales de Madrid durante los meses de Junio, Julio, Agosto y Septiembre de 2010. Dicha máquina trabajará en un intervalo horario comprendido entre las 12:00 hasta las 22:00, pudiendo ampliarse este periodo para los días más calurosos de la temporada.

Para poder determinar la potencia máxima a la que debe trabajar la máquina se ha llevado a cabo previamente un estudio de cargas térmicas para una vivienda determinada situada en la zona de Chamartín (Madrid). Se trata, como ya se ha comentado en el apartado 2.1, de la quinta y última planta de un bloque de viviendas. El piso en estudio, de 78 metros cuadrados, estará sometido a las cargas térmicas de transmisión, ventilación, infiltración, radiación y a las internas. Para una temperatura exterior de 35°C si se desea alcanzar una temperatura interior de confort de 25°C la carga térmica total tiene un valor de 5384 W. La temperatura máxima registrada durante todo el verano se alcanza el 26 de Agosto a las 15:20 horas y tiene un valor de 38,5°C. Para esta temperatura la carga térmica será de 6.162,58W, siendo este el máximo valor de energía al que deberá trabajar el evaporador del sistema. Alcanzada esta temperatura tendremos las condiciones más adversas a las que debe trabajar la máquina.

No obstante para que el análisis sea más exacto se han seleccionado otros dos días de estudio, uno de temperaturas medias (13 de Julio) y otro frío en relación con los demás días de verano (1 de Septiembre) donde la máquina apenas debe estar operativa. Para estos tres días se han calculado potencias de cada uno de los componentes de la máquina así como el COP (eficiencia energética de la máquina). A su vez también se han determinado el calor requerido por cada componente en KWh para los cuatro meses de verano. La demanda de frío necesaria para mantener la vivienda a 25°C durante los cuatro meses (es decir los KWh requeridos por el evaporador) será de 3.714,26 KWh, siendo la demanda media diaria de 30,45 KWh.

En cuanto a la eficiencia energética de la máquina se evidencia que el valor del COP esta entorno a 0,65 pese a las constantes variaciones de la temperatura exterior. Los valores máximos y mínimos que se obtienen son de 0,661 y 0,64 respectivamente.

A continuación se ha realizado un análisis de la masa de dióxido de carbono emitida a la atmósfera por las bombas del absorbedor y del evaporador, así como por el ventilador y el quemador de gas natural que alimentara al generador. El quemador de gas natural emitirá 0,22 kg/KWh a la atmósfera mientras que las bombas del absorbedor y el evaporador, así como el ventilador producirán 0,34 Kg de dióxido de carbono por KWh de electricidad consumido. El quemador supondrá durante todo el verano unas emisiones totales de 1.575,6 Kg de dióxido de carbono, frente a los 83,36 del ventilador, los 30,12 de la bomba del absorbedor y los 15,15 de la bomba del evaporador.

Finalmente se ha calculado el coste el coste del consumo de energía de la caldera de gas natural. Ha de recordarse que no se puede calcular el precio de la máquina puesto que es un prototipo que se está realizando en los laboratorios de CSIC.

8 NOMENCLATURA

NOTA: el subíndice *habitación* hace referencia a los distintos habitáculos dentro de la vivienda es decir: salón, cocina, comedor, aseo, pasillo, vestíbulo, dormitorios 1 y 2, baños 1 y 2. A continuación se detalla por orden alfabético el significado de todas las abreviaturas aparecidas durante el proyecto.

$A_{habitación}$: Superficie de una habitación determinada. Como es obvio coincidirá con la superficie del techo o cubierta de dicha habitación (m^2)

COP : Coeficiente de eficiencia energético de refrigeración

$C_{habitación}$: Superficie acristalada de una habitación (m^2)

$C_{p\ aire}$: Calor específico de la disolución. ($\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$)

$C_{p\ dis}$: Calor específico de la disolución. ($\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$)

C_p : Calor específico del agua ($\frac{J}{Kg \cdot ^\circ C}$)

f_c : Factor de corrección para elementos de sombra interior.

f_i : Factor de iluminación para la vivienda

f_o : Factor de ocupación para la vivienda

f_p : Factor de corrección para elementos de sombra externos.

f_s : Factor de corrección para la sombra.

f_U : Factor de uso para los electrodomésticos de la vivienda

f_v : Factor de corrección para el vidrio.

h_{punto} : Entalpía para un punto determinado del ciclo de absorción. ($\frac{J}{Kg}$)

I_{ESTE} : Radiación solar por unidad de superficie para la dirección este ($\frac{W}{m^2}$)

I_{NORTE} : Radiación solar por unidad de superficie para la dirección norte ($\frac{W}{m^2}$)

I_{OESTE} : Radiación solar por unidad de superficie para la dirección oeste ($\frac{W}{m^2}$)

I_{SUR} : Radiación solar por unidad de superficie para la dirección sur ($\frac{W}{m^2}$)

$I_{lat-persona}$: Potencia latente emitida por una persona (W).

$I_{pasillo}$: Coeficiente de iluminación del pasillo por unidad de superficie ($\frac{W}{m^2}$)

I_{resto} : Coeficiente de iluminación del resto de la casa por unidad de superficie ($\frac{W}{m^2}$).

$I_{sen-persona}$: Potencia sensible emitida por una persona (W).

M_d : Caudal real de disolución. ($\frac{Kg}{s}$)

$M_{ehabitación}$: Superficie orientada al Este de la pared de una habitación determinada (m^2)

$M_{nhabitación}$: Superficie orientada al Norte de la pared de una habitación determinada (m^2)

$M_{ohabitación}$: Superficie orientada al Oeste de la pared de una habitación determinada (m^2)

M_r : Caudal real de refrigerante ($\frac{Kg}{s}$)

$M_{shabitación}$: Superficie orientada al Sur de la pared de una habitación determinada (m^2)

m_{agua} :Caudal másico del agua ($\frac{Kg}{s}$)

m_{aire} : Caudal másico de aire en ($\frac{Kg}{s}$)

m_{dis} : Caudal másico de la disolución ($\frac{Kg}{s}$)

m_r : Caudal másico de la refrigerante ($\frac{Kg}{s}$)

m_{ren} : Caudal másico de renovación del aire ($\frac{Kg}{s}$)

N : Número de años de funcionamiento de la instalación (año)

n : Horas de funcionamiento de la instalación (hora)

$PEII_{total}$: Potencial de efecto invernadero indirecto total de la máquina.

$PEII_{ventilador}$: Potencial de efecto invernadero indirecto producido por el ventilador.

$PEII_{bomba\ abs}$: Potencial de efecto invernadero indirecto producido por la bomba del absorbedor.

$PEII_{bomba\ ev}$: Potencial de efecto invernadero indirecto producido por la bomba del evaporador.

$PEII_{generador}$: Potencial de efecto invernadero indirecto producido por la bomba del generador.

P : Régimen de carga de la disolución.

P_{ev} : Presión en el evaporador (Pa)

P_{gen} : Presión en el generador (Pa)

$P_{vestibulo}$: Superficie de la puerta que comunica la vivienda con el exterior, situada en el vestíbulo (m^2)

$peii$: Masa de CO_2 vertida a la atmósfera por KWh producido ($\frac{Kg}{KWh}$)

Q_{abs} : Potencia intercambiada con el exterior por el absorbedor (W).

\dot{Q}_{aire} : Caudal volumétrico de aire para el ventilador ($\frac{m^3}{h}$)

$Q_{bomba-abs}$: Potencia de la bomba del absorbedor (W)

$Q_{bomba-ev}$: Potencia de la bomba del evaporador (W)

Q_{cond} : Potencia intercambiada con el exterior por el condensador (W).

$Q_{cond+abs}$: Suma de las potencias del condensador y del absorbedor para cada temperatura exterior registrada. (W)

$Q_{chabitacion}$: Carga térmica de transmisión a través del cristal de la ventana para una habitación (W)

Q_{ct} : Carga térmica de transmisión total a través de los cristales (W)

Q_{ev} : Potencia del evaporador para cada temperatura exterior registrada (W)

Q_{gen} : Potencia intercambiada con el exterior por el generador (W).

$Q_{iehabitacion}$: Carga térmica interna producida por los equipos para una habitación concreta. (W)

$Q_{iihabitacion}$: Carga térmica interna de iluminación para una habitación concreta. (W)

$Q_{infiltración}$: Carga térmica de infiltración total. (W)

$Q_{interna}$: Carga térmica interna total. (W)

$Q_{iohabitacion}$: Carga térmica interna de ocupación para una habitación concreta. (W)

$Q_{thabitacion}$: Carga térmica de transmisión a través del techo para una habitación (W)

$Q_{mhabitacion}$: Carga térmica de transmisión a través del muro que da al exterior para una habitación (W)

$Q_{mihabitacion}$: Carga térmica de transmisión a través del muro de una habitación en contacto con las zonas comunes del edificio (W)

Q_{mit} : Carga térmica de transmisión total a través del muro al interior (W)

Q_{mt} : Carga térmica de transmisión total a través del muro al exterior (W)

$Q_{phabitacion}$: Carga térmica de transmisión a través de la puerta al exterior para una habitación. (W)

Q_r : Potencia intercambiada con el exterior por el recuperador (W).

$Q_{radiacion}$: Carga térmica de radiación total. (W)

$Q_{rhabitacion}$: Carga térmica de radiación para una habitación concreta. (W)

$Q_{transmission}$: Carga térmica de transmisión total. (W)

Q_{tt} : Carga térmica de transmisión total a través del techo (W)

$Q_{ventilador}$: Potencia del ventilador (W)

$Q_{vent-sen}$: Carga térmica total de ventilación sensible o renovación. (W)

Q_{viv} : Carga térmica total de la vivienda (W)

Q_{vivmax} : Carga térmica total máxima de la vivienda para todo el verano (W)

$Q_{vshabitacion}$: Carga térmica de ventilación sensible o renovación para una determinada habitación. (W)

q_a : Calor cedido por la máquina de Carnot al foco frío ($\frac{J}{Kg}$).

q_{abs} : Energía intercambiada con el exterior por el absorbedor por kilogramo de refrigerante ($\frac{J}{Kg}$).

q_c : Calor cedido por la máquina inversa de Carnot al foco caliente ($\frac{J}{Kg}$).

q_{cond} : Energía intercambiada con el exterior por el condensador por kilogramo de refrigerante ($\frac{J}{Kg}$).

q_e : Efecto útil ($\frac{J}{Kg}$).

q_{gen} : Energía intercambiada en el generador por kilogramo de refrigerante ($\frac{J}{Kg}$).

q_h : Calor absorbido por la máquina de Carnot al foco caliente ($\frac{J}{Kg}$).

q_r : Energía intercambiada en el recuperador por kilogramo de refrigerante ($\frac{J}{Kg}$).

R_{he} : Resistencia exterior de convección ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

R_{hi} : Resistencia interior de convección. ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

$R_{total-muro}$: Resistencia térmica total para el muro ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

$R_{total-techo}$: Resistencia el techo o cubierta térmica total para el techo o cubierta. ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

$R_{total-viga}$: Resistencia térmica total para la viga. ($\frac{m^2 \cdot K}{W}$)

T_a : Temperatura del foco frio de la máquina de Carnot ($^{\circ}C$)

T_c : Temperatura de las zonas comunes (rellanos y pasillos) ($^{\circ}C$)

T_e : Temperatura exterior ($^{\circ}C$)

T_h : Temperatura del foco caliente de la máquina de Carnot ($^{\circ}C$)

T_i : Temperatura interior de confort de la vivienda deseada ($^{\circ}C$)

T_{iebb} : Temperatura inicial de ebullición en el generador

T_{punto} : Temperatura de de un punto determinado del ciclo de absorción ($^{\circ}C$)

T_s : Temperatura de salida del condensador ($^{\circ}C$)

U_c : Transmitancia térmica total para las ventanas ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

UA_{ext} : Transmitancia térmica por área total en contacto con el exterior ($\frac{W}{K}$)

UA_{int} : Transmitancia térmica por área total en contacto con el interior ($\frac{W}{K}$)

U_{mlim} : Transmitancia límite del muro y cerramientos ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

U_p : Transmitancia térmica total para la puerta principal. ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

U_{slim} : Transmitancia límite del suelo de la vivienda ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

U_{tlim} : Transmitancia límite del techo de la vivienda ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

U_{totalm} : Transmitancia térmica total para el muro. ($\frac{W}{m^2 \cdot K}$)

U_{totalt} : Transmitancia térmica total para el techo o cubierta. $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

U_{totalv} : Transmitancia térmica total para la viga. $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

U_{vlim} : Transmitancia límite d la pared con viga de la vivienda $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K}\right)$

$V_{ahabitacion}$: Caudal de aire para una habitación $\left(\frac{l}{s}\right), \left(\frac{l}{m^2 \cdot s}\right)$

W : Trabajo de Carnot (generado o consumido) (W)

W_b : Potencia en la bomba de disolución (W)

w_b, w_{ellb-h} : Energía intercambiada con el exterior por la bomba de disolución por kilogramo de refrigerante $\left(\frac{J}{Kg}\right)$.

X_{abs} : Concentración de la disolución a la salida del absorbedor.

X_{gen} : Concentración de la disolución a la salida del generador.

x_{rg} : Concentración en refrigerante en el generador

x_{ra} : Concentración en refrigerante en el absorbedor

ρ_{agua} : Densidad del agua. $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

ρ_{aire} : Densidad del aire. $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

ρ_{dis}, ρ_d : Densidad de la disolución $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$

η_{ba} : Rendimiento de la bomba de la bomba del absorbedor.

η_{be} : Rendimiento de la bomba del evaporador

$\eta_{quemador}$: Rendimiento del quemador de gas natural con el que se aportará calor al generador.

η_t : Rendimiento térmico de Carnot

η_w : Rendimiento del ventilador

ε : Eficiencia del recuperador de calor de la máquina de absorción

$\Delta P, P_s$: Pérdida de carga del ventilador y de las bombas (Pa)

Δx : Incremento en la concentración de disolución.

Δ : Parámetro para el cálculo del incremento de disolución.

9. BIBLIOGRAFÍA

- “Código Técnico de la Edificación (CTE). Documento Básico HE. Ahorro de Energía”.
- Tesis doctoral “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H₂O de doble efecto condensada por aire” Autor: José Daniel Marcos de Cano. 2008
- Tesis doctoral “Evaluación experimental de máquinas de absorción de simple efecto de LiBr-H₂O de pequeña potencia condensadas por aire: sistema re-cooling frente a sistema directo”. Autora: Raquel Lizarte Mayo.
- Trabajo de fin de grado “Calefacción de una vivienda unifamiliar utilizando la bomba de calor de compresión mecánica de expansión directa”. Autor: Adrián Sanz Blázquez. Septiembre de 2012.
- Proyecto de fin de carrera “Modelización de máquinas frigoríficas de absorción de bromuro-litio/ agua”. Autor: Jorge Muñoz Rodríguez. Septiembre de 1998.
- Diapositivas de la asignatura “Calor y frío” de 5º curso de ingeniería industrial. Universidad Carlos III de Madrid.
- Artículo de “International Journal of Refrigeration”: “New method for COP optimization in water- and air-cooled single and double effect LiBrewater absorption machines”. Autores: J.D. Marcos, M. Izquierdo, E. Palacios.
- Master de Ingeniería térmica y de fluidos. Asignatura: Conceptos avanzados de ingeniería térmica. Autor: Marcelo Izquierdo Millan
- “Manual del usuario Mathcad 14.0”. Parametric Technology Corporation (PTC).
- Catálogo de ventiladores Casals : www.casals.tv

10 ANEXOS

ANEXO I. Fotografías del prototipo de máquina de absorción del CSIC



ANEXO II: Planos y tablas del conjunto de viviendas

Viviendas Panorama

Madrid. 2003-2006

La ordenación del Plan Especial, redactado por Junquera Arquitectos, apuesta por la edificación en altura para liberar el máximo espacio ajardinado posible. De esta forma se crea un parque de tamaño similar al Parque de la Fuente del Berro sobre el que surgen siete torres de 75 metros de altura y edificaciones de baja altura arropadas por la masa arbórea.

Rodeado de 11.000 m² de jardines se encuentra ubicado en Isla Chamartín, junto a la prolongación del Paseo de la Castellana en Madrid y en lo que será el nuevo corazón financiero de la capital.

Dentro de este conjunto, las Viviendas Panorama se componen de una torre y dos bloques de baja altura.

Se crea un espacio lo más amplio y diáfano posible con el fin de potenciar al máximo las posibilidades que ofrece las características de la ordenación. Tanto la torre como los bloques liberan al máximo la planta baja para conseguir la máxima continuidad del espacio comunitario. En los bloques que acompañan a la torre se consigue menor transparencia así que se opta por acotar unos pequeños jardines para el uso privado de estas viviendas.

Las dotaciones comunitarias se sitúan en bajo rasante asomadas a la piscina con el mismo fin de liberar el máximo espacio libre ajardinado, y separando las actividades ruidosas del tranquilo jardín comunitario.

El programa requerido por el promotor reclama ante todo VERSATILIDAD en la distribución de las tipologías elegidas de forma tal que se pueda modificar su situación o proporción incluso en fase de obra según los requerimientos del mercado.

En la torre se disponen viviendas de 1, 2 y 3 dormitorios y, como piezas singulares que formalizan el remate de la torre, áticos triplex de 3 dormitorios. El conjunto de estas viviendas apuesta por las espectaculares vistas sobre la ciudad y su entorno, percibiéndose perfectamente la sierra madrileña.

Los bloques se componen de viviendas triplex, similares a viviendas unifamiliares agrupadas horizontal y verticalmente que produce una tipología mixta entre bloque y adosado.

La relación entre altura y planta, y los requerimientos de versatilidad aconsejan plantear una tipología para la torre de núcleo central resistente, plantas diáfanas y fachada resistente,

unidas mediante una losa de hormigón armado, permitiendo que las plantas de las viviendas sean totalmente diáfanas sin servidumbres de pilares o instalaciones.

El núcleo resistente formado por una pantalla de hormigón armado, además de su condición estructural, hace de frontera entre los espacios vívideros y los servicios del edificio (ascensores, vestíbulos de planta, instalaciones generales). Esta solución garantiza un alto nivel de confort frente a los ruidos, asegura un buen mantenimiento y reposición de las instalaciones y garantiza la seguridad frente al fuego.

El principal condicionante para definir el tipo de fachada radica en responder adecuadamente a la versatilidad del programa inmobiliario y a su función estructural. Ésta se plantea como una pantalla de hormigón rasgada por huecos verticales de orden variable que permite adaptarse a las distintas tipologías de vivienda que componen la torre.

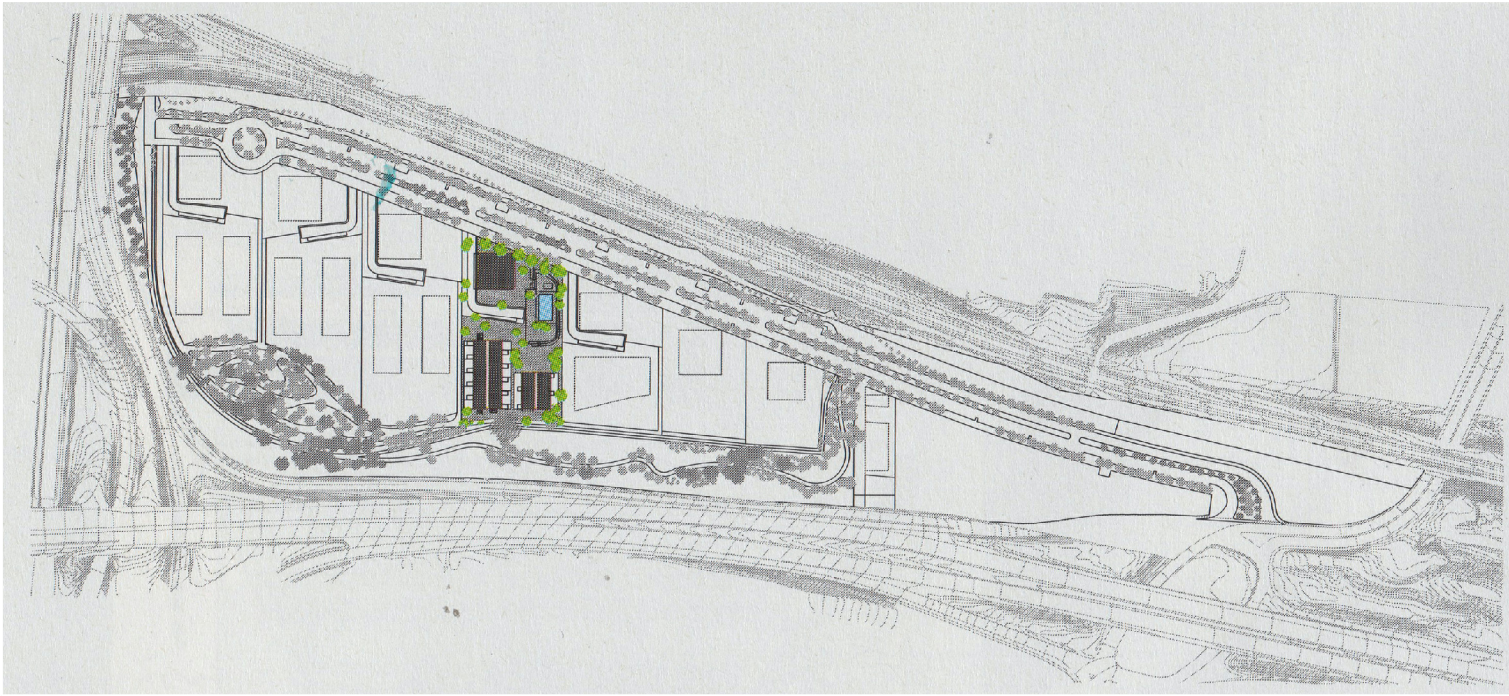
La imagen final del edificio se consigue mediante estucos de cal de distintos colores y aleros de profundidad variable en cada planta en función de la carga solar de cada fachada.

La tipología de los Bloques viene marcada por el tipo de vivienda. Son viviendas relacionadas directamente con el espacio ajardinado, fundidas y a su vez protegidas por la masa arbórea.

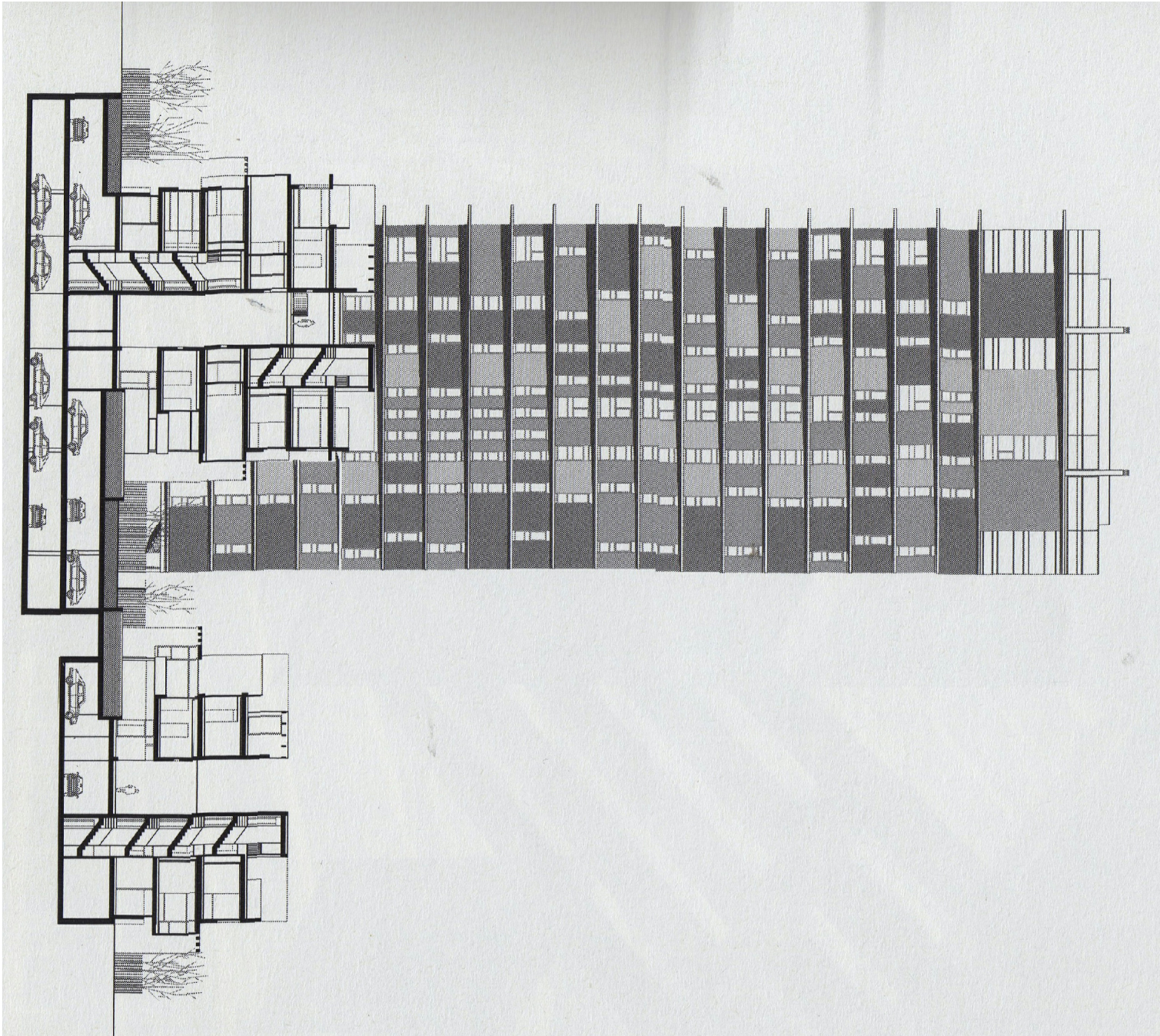
Se han diseñado unos módulos de tipología de vivienda unifamiliar en TRIPLEX APILABLES formando dos pequeños bloques.

Las viviendas inferiores tienen su acceso desde el jardín y utiliza una pequeña parte de éste para uso privado, mientras que a las viviendas superiores se accede desde una pasarela y utilizan la terraza como espacio jardín.

INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



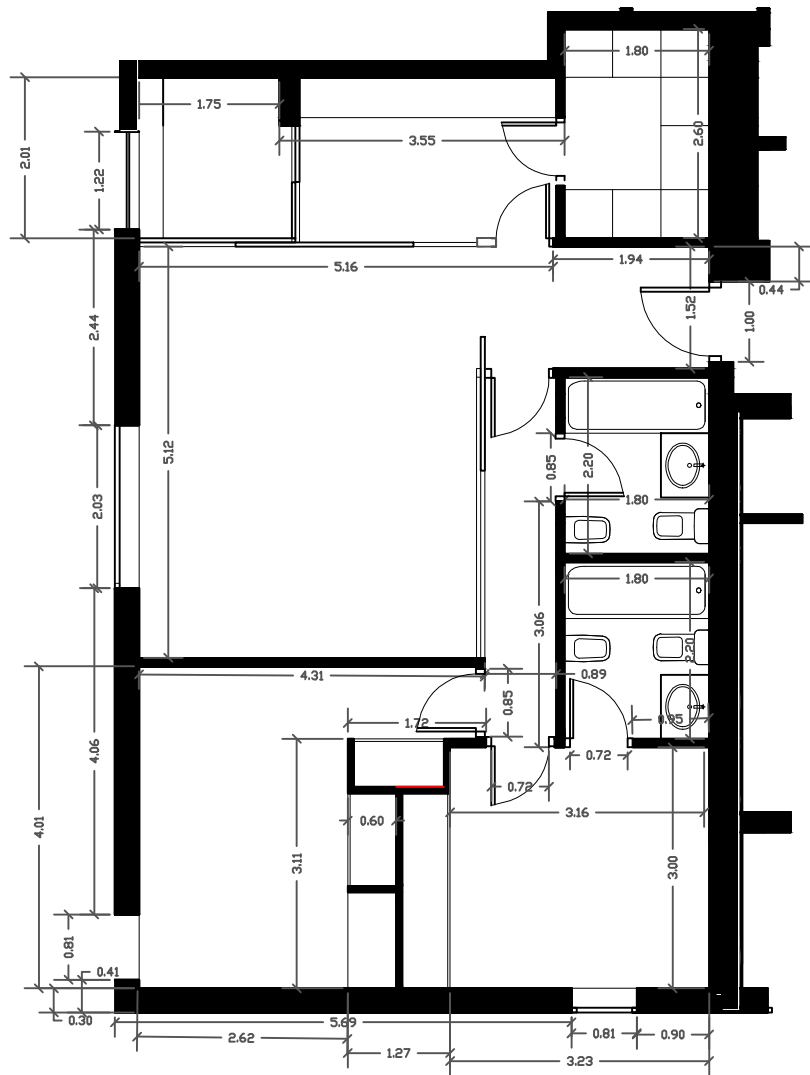
Plano de situación del edificio.
Isla de Chamartín.Madrid



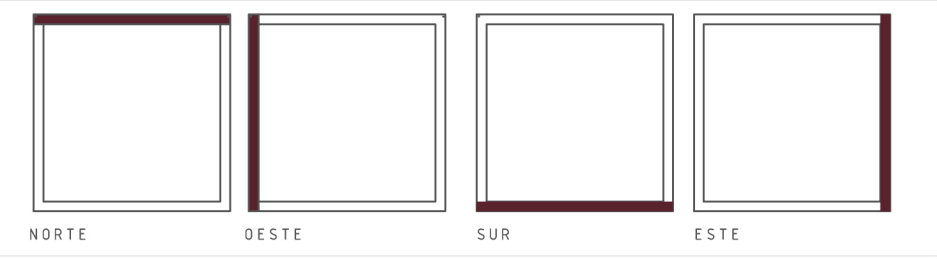
Sección del bloque de tríplex y del
bloque de cuádruplex.



Imágenes del conjunto.



TIPOS DE HUECOS					
	Dimensiones	ST	SM	SV	FM
Ventana tipo A	1,25x2,05	2,56	0,46	2,10	0,18
Ventana tipo B	0,8x 2,05	1,64	0,40	1,24	0,24
Ventana tipo C	2,05x2,05	4,20	0,57	3,63	0,14
Ventana tipo D	0,5*2,05	1,03	0,36	0,67	0,35



FACHADA HUECOS	Material	R _T (m2K / W)	U _{HV}	U _{HM} '
	Acristalamiento doble 6+12+6	0,18	5,56	1,67
	Material	R _T (m2K / W)	U _{HM}	
	Carpintería metálica >12 mm rotura puente térmico Color beige	0,14	7,14	
	Material	R _T (m2K / W)	U _{HM}	
Puerta madera maciza	0,23	2,17		
Marco madera maciza	0,23			

Esquema de las orientaciones de las fachadas según el CTE HE 1.
(En el caso de nuestro edificio no encontramos noroeste, noreste, sureste ni suroeste.)

	FACHADA OESTE			FACHADA ESTE			FACHADA NORTE			FACHADA SUR		
	Superficie fachada+huecos	Parte ciega		Superficie fachada+huecos	Parte ciega		Superficie fachada+huecos	Parte ciega		Superficie fachada+huecos	Parte ciega	
		pilar	ladrillo		pilar	ladrillo		pilar	ladrillo		pilar	ladrillo
pl1	85,80	7,43	65,970	85,80	7,43	60,13	85,80	6,60	62,39	85,80	6,60	58,39
pl2	85,80	7,43	65,765	85,80	7,43	59,92	85,80	6,60	62,39	85,80	6,60	58,39
pl3	85,80	7,43	68,335	85,80	7,43	60,84	85,80	6,60	62,39	85,80	6,60	58,39
pl4	85,80	7,43	67,615	85,80	7,43	64,94	85,80	6,60	62,39	85,80	6,60	62,39

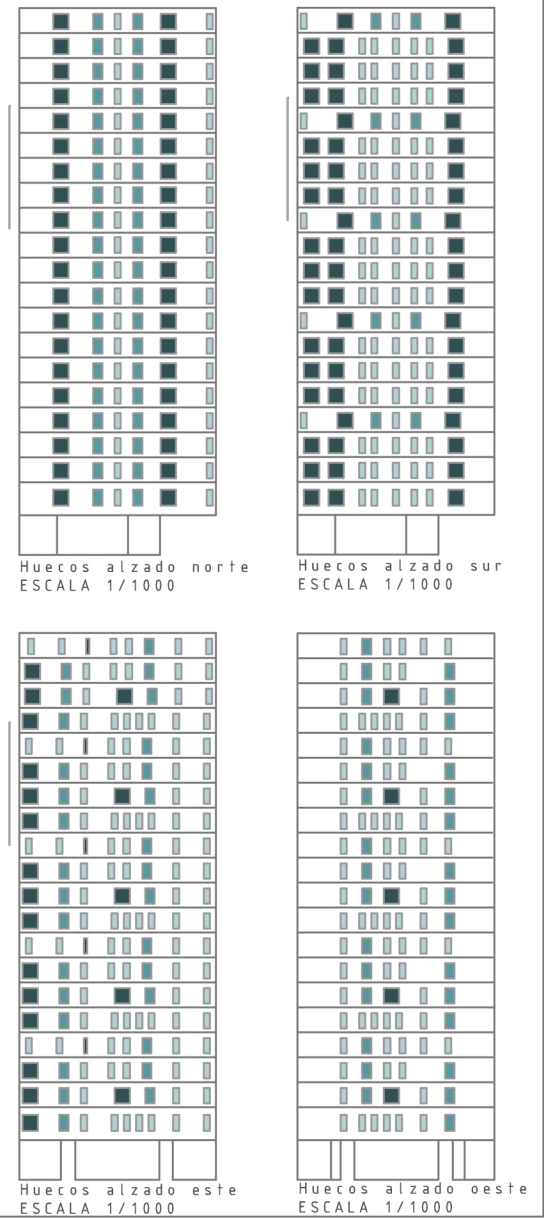
FACHADA OESTE por plantas						
	Superficie huecos (m²)	Superficie fachada (m2)	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
Planta baja	0	98,31	0,00			
Planta tipo 1	12,4025	73,40	16,90	0,17	5,82	3,5
Planta tipo 2	12,6075	73,19	17,23	0,17	5,83	3,5
Planta tipo 3	10,045	75,76	13,26	0,13	5,77	3,5
Planta tipo 4	10,7625	75,04	14,34	0,14	5,78	3,5

FACHADA ESTE por plantas						
	Superficie huecos (m²)	Superficie fachada (m2)	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
Planta baja	0	98,31	0,00			
Planta tipo 1	18,245	67,56	27,01	0,27	5,98	3,5
Planta tipo 2	18,45	67,35	27,39	0,27	5,99	3,5
Planta tipo 3	17,5275	68,27	25,67	0,26	5,96	3,5
Planta tipo 4	13,4275	72,37	18,55	0,19	5,85	3,5

FACHADANORTEpor plantas						
	Superficie huecos (m²)	Superficie fachada (m2)	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
Planta baja	0	95,418	0,00			
Planta tipo 1	16,81	64,99	25,87	0,26	5,97	3,0
Planta tipo 2	16,81	64,99	25,87	0,26	5,97	3,0
Planta tipo 3	16,81	64,99	25,87	0,26	5,97	3,0
Planta tipo 4	16,81	68,99	24,37	0,24	5,94	3,0

FACHADA SUR por plantas						
	Superficie huecos (m²)	Superficie fachada (m2)	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
Planta baja	0	95,418	0,00			
Planta tipo 1	20,8075	73,40	28,35	0,28	6,01	3,5
Planta tipo 2	20,8075	73,19	28,43	0,28	6,01	3,5
Planta tipo 3	20,8075	75,76	27,47	0,27	5,99	3,5
Planta tipo 4	16,81	75,04	22,40	0,22	5,91	3,5

TOTAL TORRE						
	Superficie huecos (m²)	Superficie fachada (m2)	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
FACHADA NORTE	336,2	1716,00	19,59	0,20	4,79	3,0
FACHADA ESTE	338,25	1716,00	19,71	0,20	5,87	3,5
FACHADA SUR	396,1625	1716,00	23,09	0,23	5,92	3,5
FACHADA OESTE	229,0875	1716,00	13,35	0,13	5,77	3,5

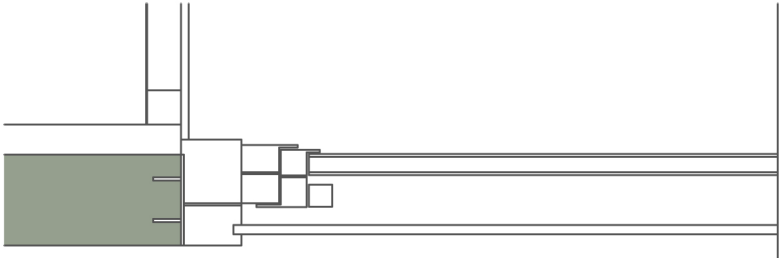


Al no cumplir la normativa, cambiamos los materiales para conseguir mayores resistencias térmicas (y por lo tanto, menos conductividad térmica. Se ha elegido cambiar el material de la parte transparente del hueco (dobles bajos emisivos 4-20-4).

FACHADA HUECOS	Material	U _{HV}	U _{HM} '
	Dobles bajos emisivos(emisividad 0,3-0,1) 4-20-4	1,60	2,17
	Material	U _{HM}	
	Carpintería metálica >12 mm rotura puente térmico beige claro	3,20	
	Material	R _T (m2K / W)	
Puerta madera maciza	0,23	2,17	
Marco madera maciza	0,23		

	Superficie huecos	Superficie fachada	% huecos	FM	U _H =U _{hm}	U _{hlim}
FACHADA NORTE	336,2	1716,00	19,59	0,20	1,71	3,0
FACHADA ESTE	338,25	1716,00	19,71	0,20	1,92	3,5
FACHADA SUR	396,1625	1716,00	23,09	0,23	1,97	3,5
FACHADA OESTE	229,0875	1716,00	13,35	0,13	1,81	3,5

Con los nuevos datos si cumplimos la normativa.

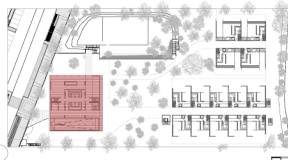


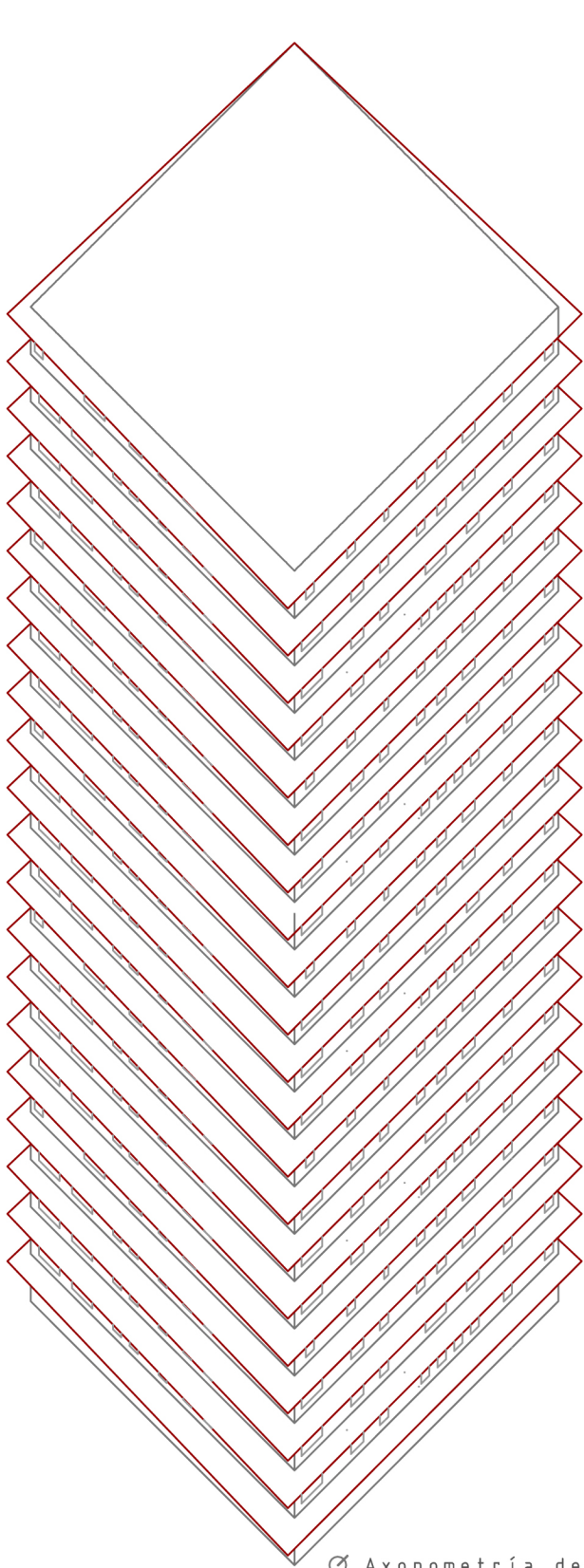
Detalle de la carpintería de la ventana. ESCALA 1/10

INSTALACIONES II_PRÁCTICA 2: HIGROTÉRMICO

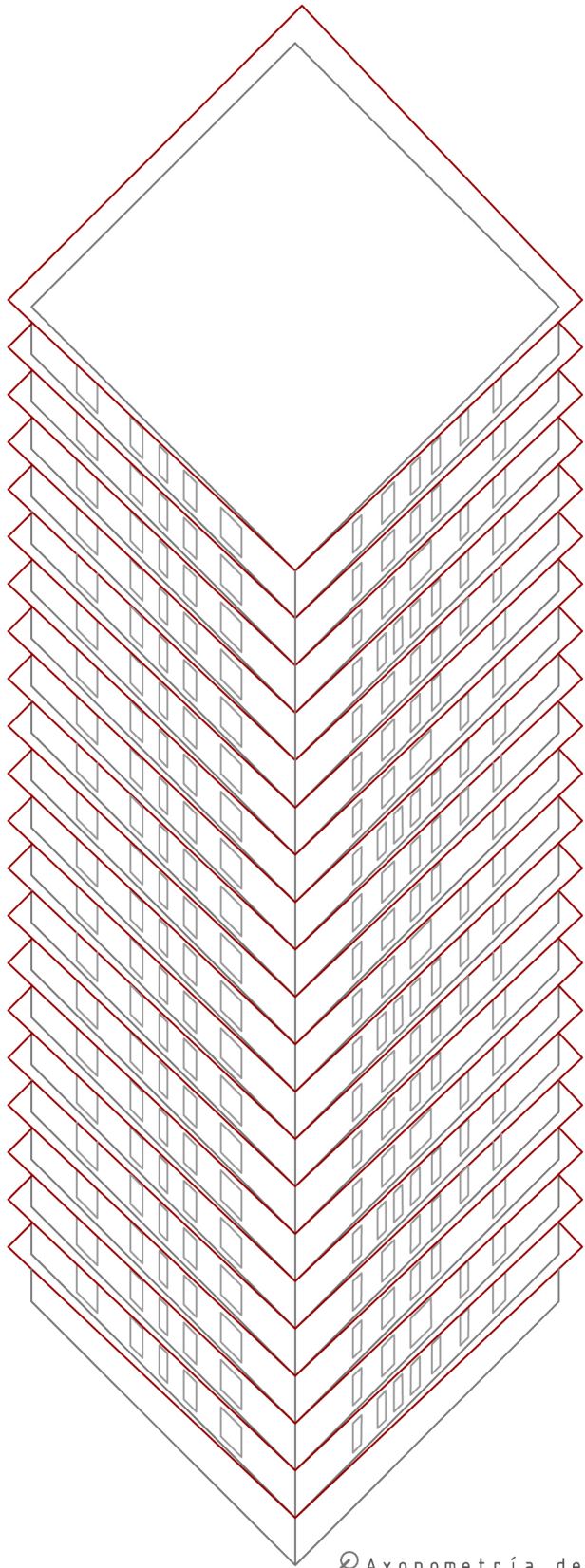
TORRE LAR_EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_

PANEL 2: HIGROTÉRMICO FACHADAS-HUECOS





⌕ Axonometría de la torre con huecos + parasoles.
Vista de las fachadas sur y este.
ESCALA 1/500



⌕ Axonometría de la torre con huecos + parasoles.
Vista de las fachadas norte y oeste.
ESCALA 1/500

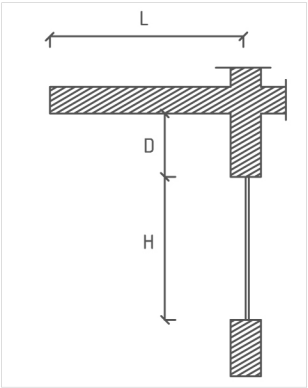
- Factor solar

FACTOR SOLAR MODIFICADO	Superficie huecos	Superficie fachada	% huecos	FM	L(m)	D (m)	H (m)	D/H	L/H
FACHADA ESTE	338,25	1716,00	19,71	0,20	0,60	0,75	2,05	0,29	0,29
FACHADA SUR	396,1625	1716,00	23,09	0,23	1,20				0,59
FACHADA OESTE	229,0875	1716,00	13,35	0,13	2,15				1,05

Valores para la tabla E.12 (factor de sombra)

FACTOR SOLAR MODIFICADO	F _s	g _⊥	U _m	α	F	F _{lim}
FACHADA ESTE	0,96	0,65	3,20	0,35	0,35	0,36
FACHADA SUR	0,64	0,65	3,20	0,35	0,31	0,36
FACHADA OESTE	0,7	0,65	3,20	0,35	0,33	0,36

$F = F_s \cdot [(1-FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha]$

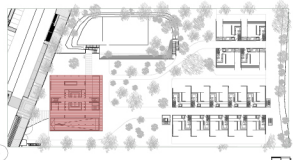


Esquema de la nomenclatura del hueco para la tabla de factor solar.

INSTALACIONES II_PRÁCTICA 2:
HIGROTÉRMICO

TORRE LAR_EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_

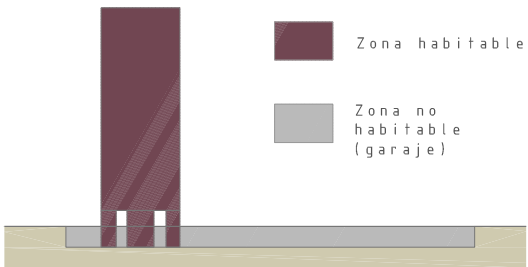
PANEL 3: HIGROTÉRMICO
FACHADAS-HUECOS



2. CUBIERTAS

- C1_Cubierta no transitable (en contacto con aire)

Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R_T (m2K / W)	Rse	Rsi	$U_{Ctransitable}$	U_{Clim}
Grava	10	0,10	2,000	0,05	0,04	0,1	0,530	0,38
Poliestireno extrusionado	4	0,04	0,028	1,45				
Lámina bituminosa	1	0,01	0,23	0,04347826				
Forjado bidireccional aligerado bovedilla	30	0,30	(...)	0,18				
cerámica	1	0,01	(...)	0,02				
Enlucido								

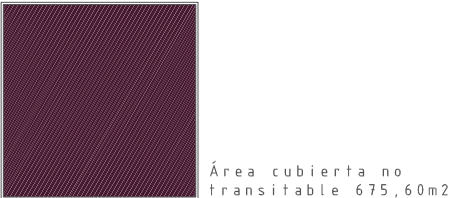
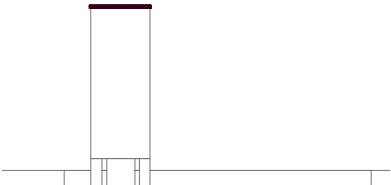


No cumplimos con las condiciones de límite de transmitancia térmica impuesta por el CTE según nuestra zona (D3).

Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R_T (m2K / W)	Rse	Rsi	$U_{Ctransitable}$	U_{Clim}
Grava	10	0,10	2,000	0,05	0,04	0,1	0,299	0,38
Poliestireno extrusionado	8	0,08	0,028	2,91				
Lámina bituminosa	1	0,01	0,23	0,04347826				
Forjado bidireccional aligerado bovedilla	30	0,30	(...)	0,18				
cerámica	1	0,01	(...)	0,02				
Enlucido								

Cumplimos con las condiciones de límite de transmitancia térmica impuesta por el CTE según nuestra zona (D3).

C1		PC		L	
U_C	Área cubierta en m2 A_C	U_C	A_C	U_C	A_C
0,30	675,60	0,00	0,00	0,00	0,00



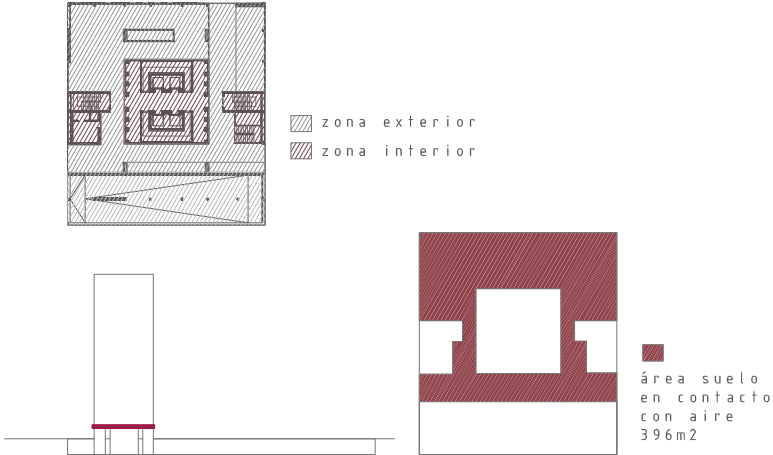
Área cubierta no transitable 675,60m2

Cubierta	$\sum A_C \cdot U_C$	$\sum A_{PF} \cdot U_{PF}$	$\sum A_M$	$\sum A_{PF}$	U_{cm}	U_{clim}
	203,36	0,00	675,60	0,00	0,30	0,38

Cumplimos con las condiciones de límite de transmitancia térmica impuesta por el CTE según nuestra zona (D3).

3. SUELOS (en contacto con aire exterior) U_{s3}

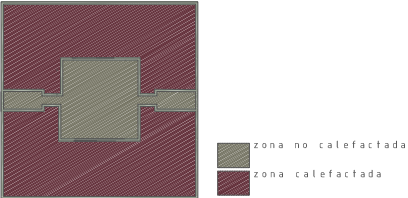
EN CONTACTO CON AIRE	Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R_T (m2K / W)	R_i	Rse	Rsi	U_{s3}
	Solado Cerámico	1,50	0,02	(...)	0,02	1,75	0,040	0,17	0,283
	Mortero de Cemento	4,00	0,04	0,70	0,06				
	Forjado bidireccional hormigón con bovedilla cerámica	30,00	0,30	(...)	0,18				
	Poliuretano in situ	4	0,04	0,031	1,29				
	Cámara aire	20,00	0,20	(...)	0,20				
	Falso techo lámina metálica	0,30	0,00	230,00	0,00				



área suelo en contacto con aire 396m2

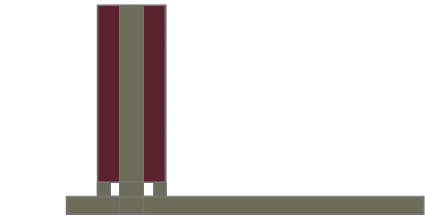
A (área suelo en contacto con aire, m ²)	$\sum A_s \cdot U_s$	$\sum A_s$	U_{s3}	U_{Slim}
396	112,02	396,00	0,28	0,49

4. PARTICIONES INTERIORES



PARTICIONES INTERIORES (espacio calefactado - no calefactado)	Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R_T (m2K / W)	Rse	Rsi	U
	Hormigón armado	30	0,30	2,500	0,12	0,13	0,13	0,599
	Poliuretano in situ	4	0,04	0,031	1,29			
	Camara aire	4,5	0,045	(...)	0,18			
	Tablero cartón yeso	1	0,01	(...)	0,04			

En edificios de viviendas, las particiones interiores que limitan las unidades de uso con sistema de calefacción previsto en el proyecto, con las zonas comunes del edificio no calefactadas, tendrán cada una de ellas una transmitancia no superior a 1,2 W/m2K.



PARTICIONES INTERIORES (espacio calefactado - no calefactado)	$\sum A_M \cdot U_M$	$\sum A_{PF} \cdot U_{PF}$	$\sum A_M$	$\sum A_{PF}$	U	U_{lim}
	2005,70	0,00	3350,16	0,00	0,60	1,2

INSTALACIONES II_PRÁCTICA 2: HIGROTÉRMICO

TORRE LAR_EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_

PANEL 4: HIGROTÉRMICO CUBIERTAS, SUELOS Y PARTICIONES INTERIORES

1. FACHADAS

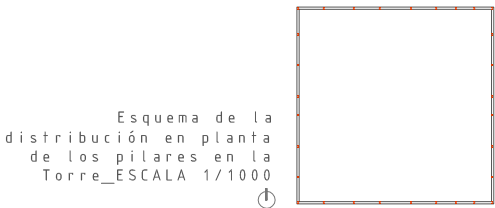
En el cálculo de fachadas el CTE establece diferentes parámetros a calcular:

- M1_Muro en contacto con el aire exterior
- M2_Muro en contacto con espacios no habitables.
- PF1_Puente térmico (contorno de huecos>0.5m2).
- PF2_Puente térmico (pilares en fachada>0.5m2).
- PF3_Puente térmico (cajas de persiana>0.5m2).
- H_ Huecos.

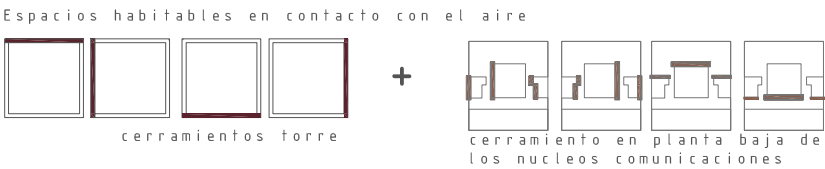
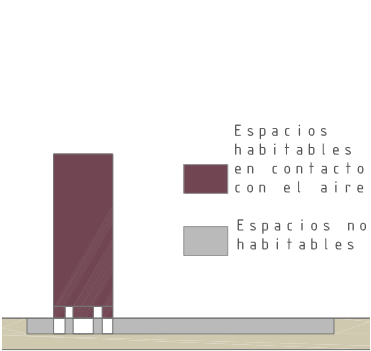
- M1_Muro en contacto con el aire exterior

M1_Muro en contacto con el aire exterior	Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R _T (m2K / W)	R _{se}	R _{si}	U _{M1}
	Panel hormigón prefabricado	12	0,12	2,500	0,05	0,04	0,13	0,558
	Poliuretano plancha	4	0,04	0,030	1,33			
	Cámara aire	20	0,2	(...)	0,20			
	Tablero cartón yeso	1	0,01	(...)	0,04			

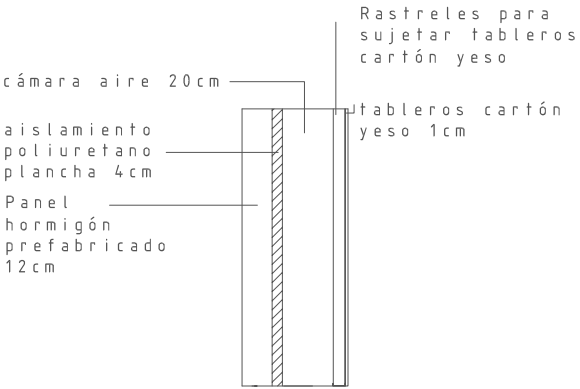
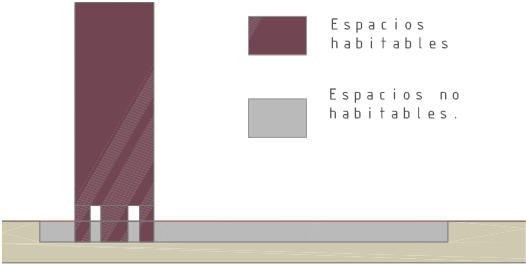
M1_Muro en contacto con el aire exterior	Material	e (cm)	e (m)	λ (W / mK)	R _T (m2K / W)	R _{se}	R _{si}	U _{M1}
	Panel hormigón prefabricado	12	0,12	2,500	0,05	0,04	0,13	0,523
	Poliuretano plancha	4	0,04	0,030	1,33			
	Pilar Hormigón armado	25	0,25	(...)	0,12			
	Cámara aire	20	0,2	(...)	0,20			
	Tablero cartón yeso	1	0,01	(...)	0,04			



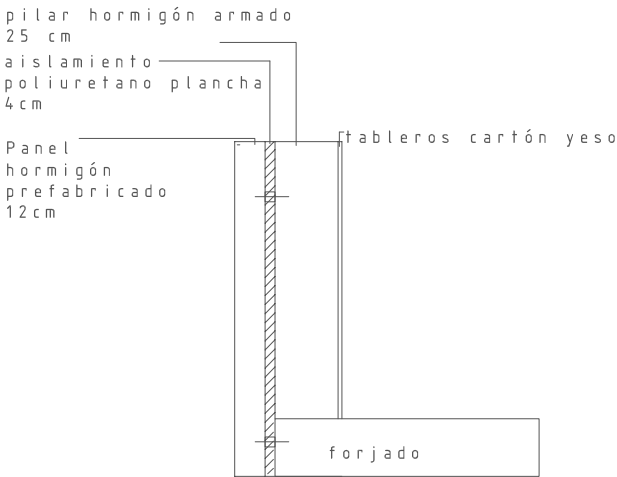
	FACHADA OESTE	FACHADA ESTE	FACHADA NORTE	FACHADA SUR
	Area en m2			
Pilares M1A	148,500	148,500	132	132
No pilar M1B	1338,425	1229,15	1247,8	1187,8



	UM1					
	ΣA _M *U _M	ΣA _{PF} *U _{PF}	ΣA _M	ΣA _{PF}	U _{Mm}	U _{mlim}
FACHADA OESTE	866,13	0,00	1560,85	0,00	0,55	0,66
FACHADA ESTE	805,12	0,00	1451,57	0,00	0,55	0,66
FACHADA NORTE	811,58	0,00	1462,10	0,00	0,56	0,66
FACHADA SUR	778,09	0,00	1402,10	0,00	0,55	0,66



Detalle constructivo de la fachada. Seccionado por la parte donde no se encuentra el pilar._ESCALA 1/30



Detalle constructivo de la fachada. Seccionado por el pilar._ESCALA 1/30

- UM2

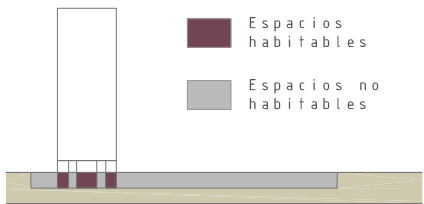
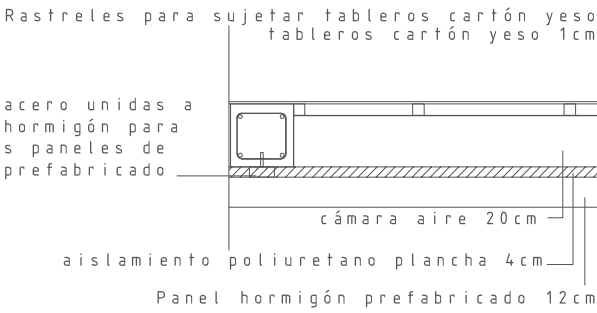


Tabla E.6 Resistencias térmicas superficiales de particiones interiores en m²K/W

Posición de la partición interior y sentido del flujo de calor	R _{se}	R _{si}
Particiones interiores verticales o con pendiente sobre la horizontal >60° y flujo horizontal	0,13	0,13



pletinas acero unidas a pilar de hormigón para anclar los paneles de hormigón prefabricado



Detalle constructivo en planta de la fachada y el hueco._ESCALA 1/30

- UMm total.

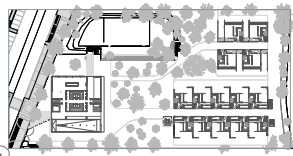
M1		M2		PF1		PF2		PF3	
U _{M1b}	A _{M1b}	U _{M2}	A _{M2}	U _{PF1}	A _{PF2}	U _{PF2}	A _{PF2}	U _{PF3}	A _{PF3}
0,56	5876,62	0,53	624,89	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00

ΣA _M *U _M	ΣA _{PF} *U _{PF}	ΣA _M	ΣA _{PF}	U _{Mm}	U _{mlim}
3609,41	0,00	6501,51	0,00	0,56	0,66

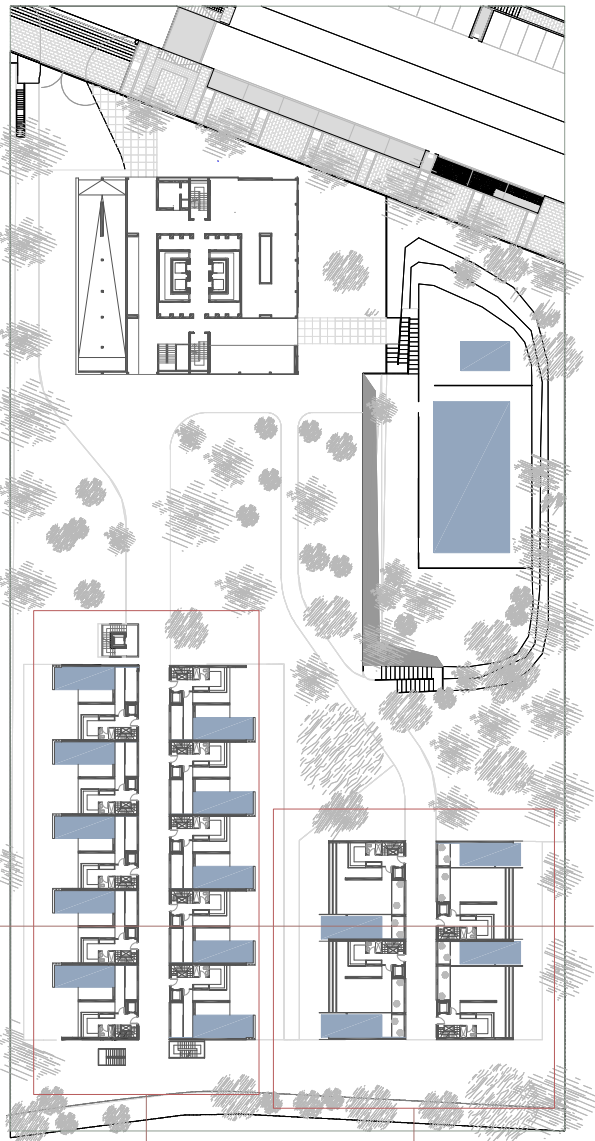
Cumplimos con las condiciones de límite de transmitancia térmica impuesta por el CTE según nuestra zona (D3).

INSTALACIONES II_PRÁCTICA 2: HIGROTÉRMICO

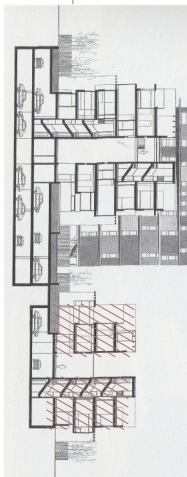
PANEL 1: HIGROTÉRMICO FACHADAS



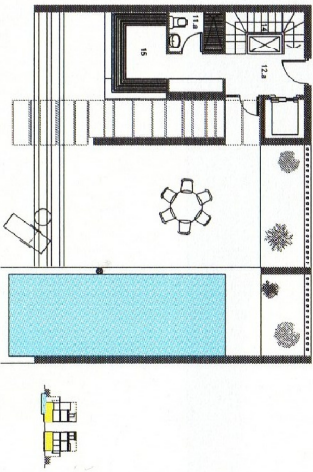
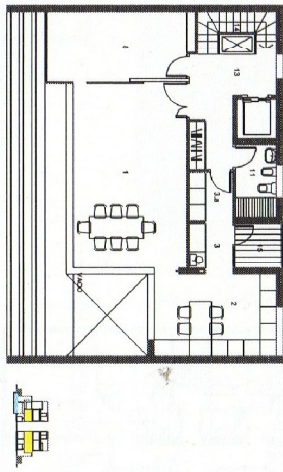
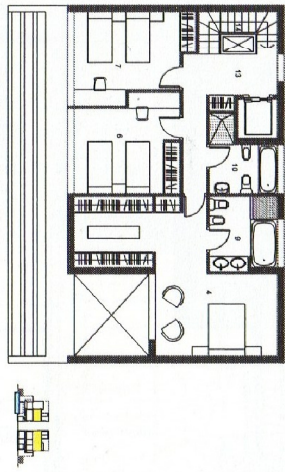
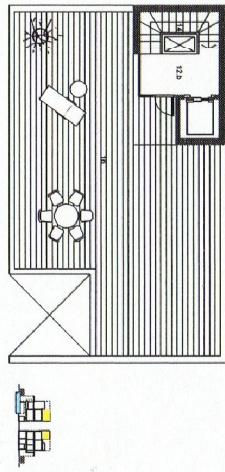
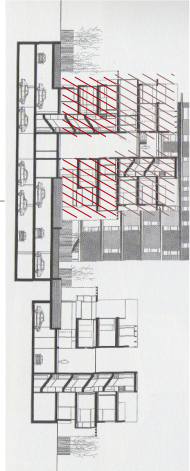
INSTALACIONES 11_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



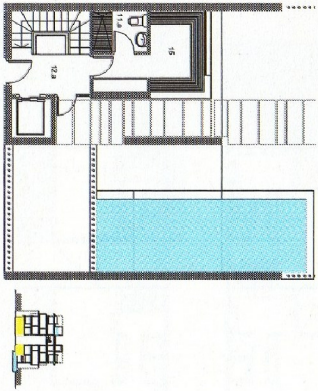
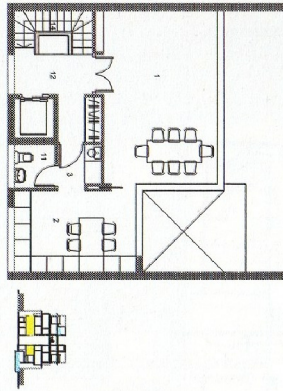
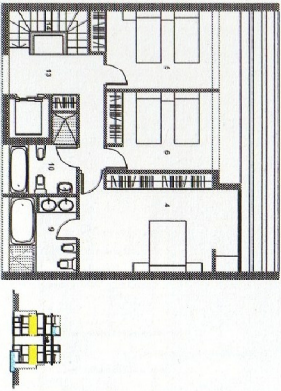
Planta baja del conjunto: torre +
tríplex + cuádruplex



Cuádruplex

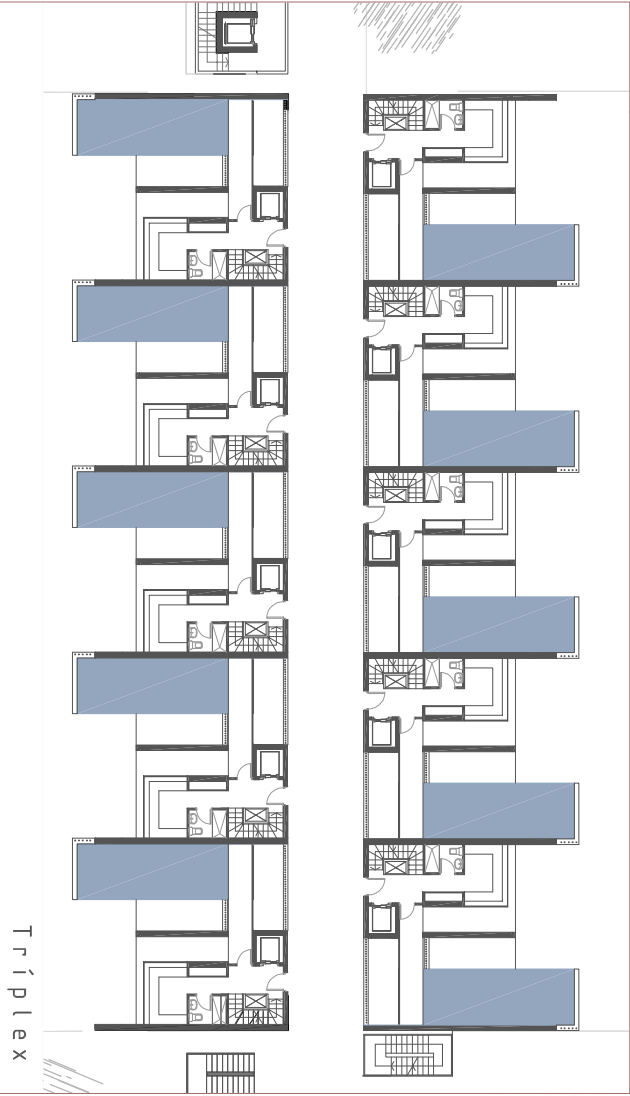


Cuádruplex



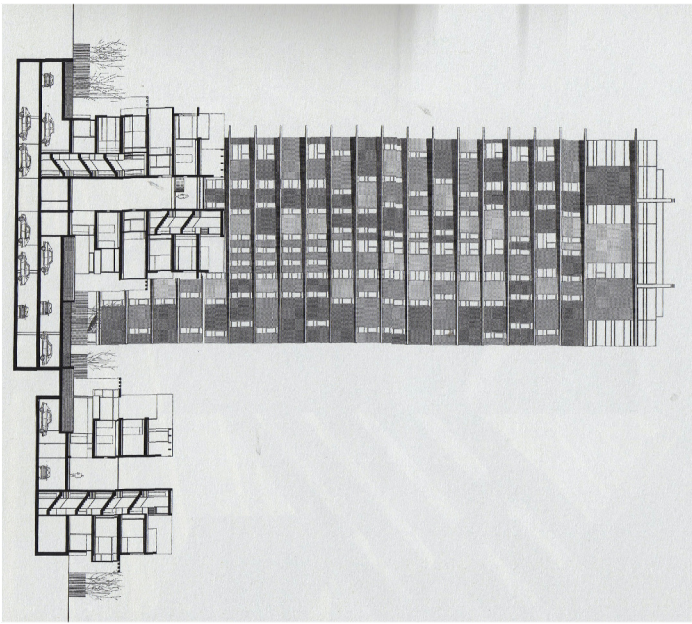
Tríplex 1.
planta baja,
planta primera,
planta segunda

Tríplex 2.
planta tercera,
planta cuarta,
planta quinta



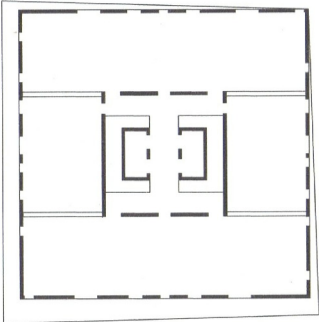
Tríplex

INSTALACIONES 11_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_ .

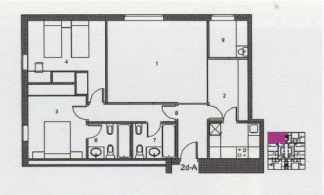


La estructura de la torre se basa en un tronco portante que es la caja de ascensores y la fachada que apoya en el suelo mediante pilares.
La planta por lo tanto es libre y es posible realizar diferentes tipologías dentro de la misma

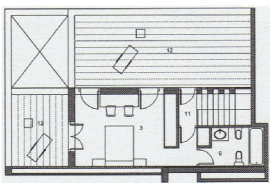
Desglose de tipologías por plantas de la Torre



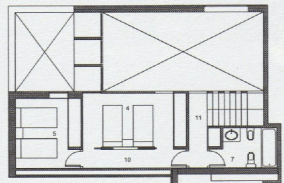
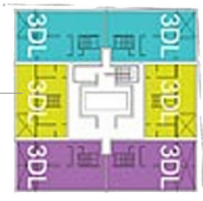
Planta de Estructura



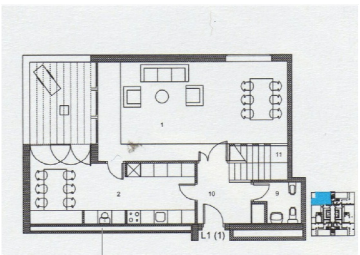
2 dormitorios



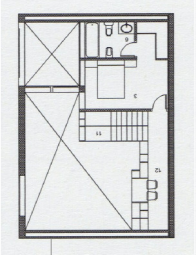
Ático



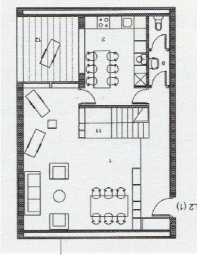
Entrepiano



Triplex tipo1



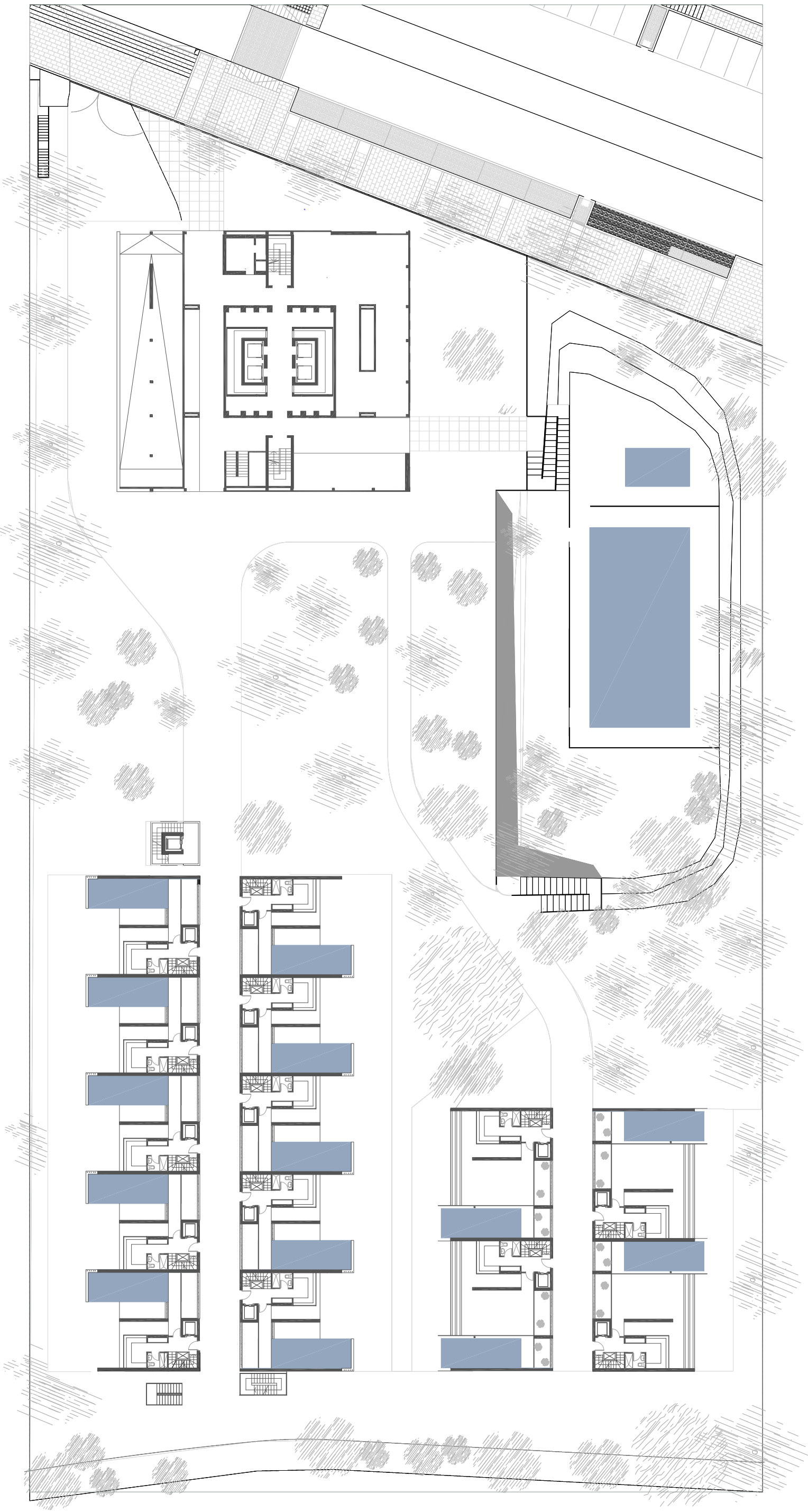
Triplex tipo2



Planta baja triplex



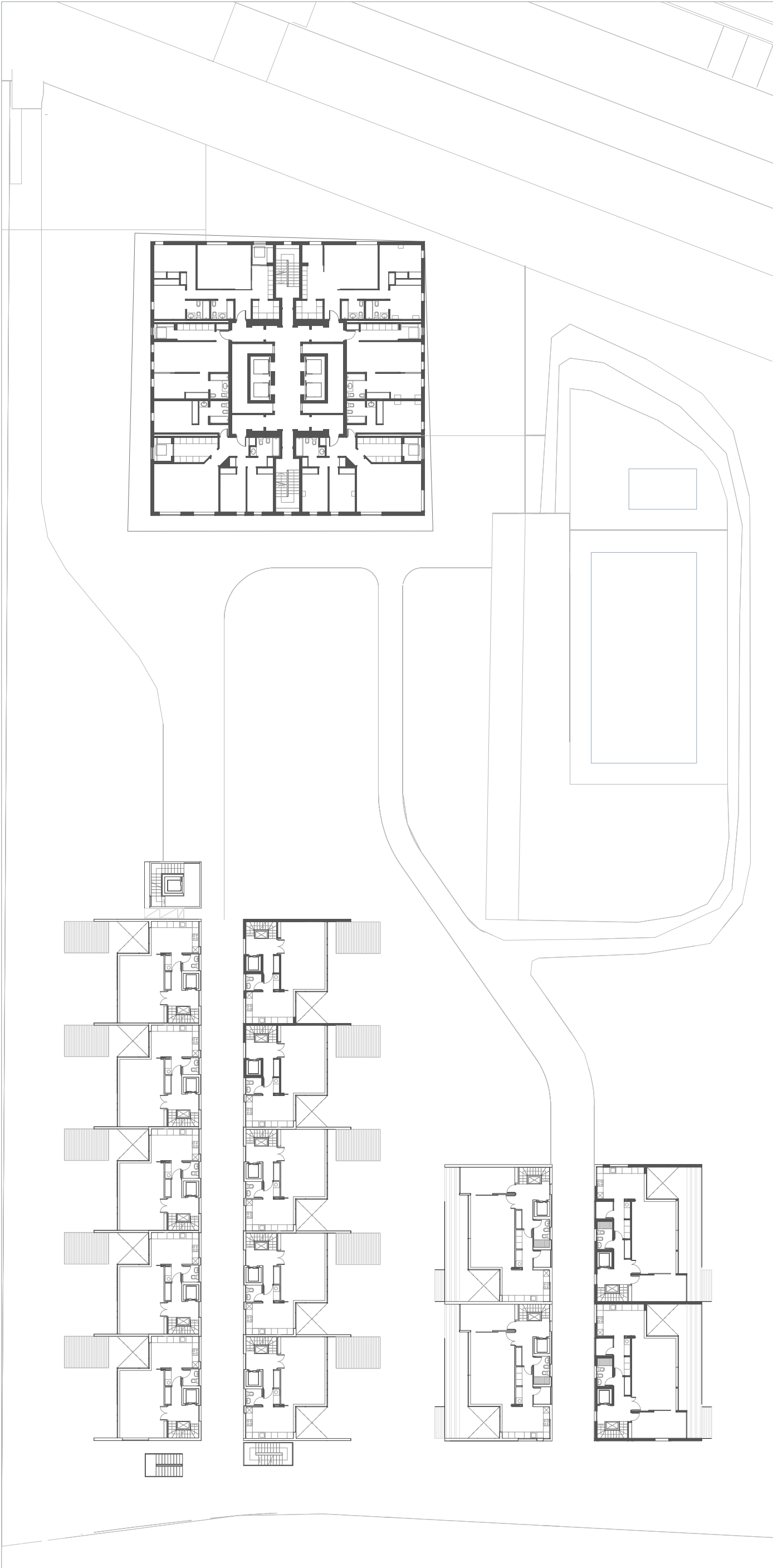
INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



Planta baja del conjunto: torre +
tríplex + cuádruplex



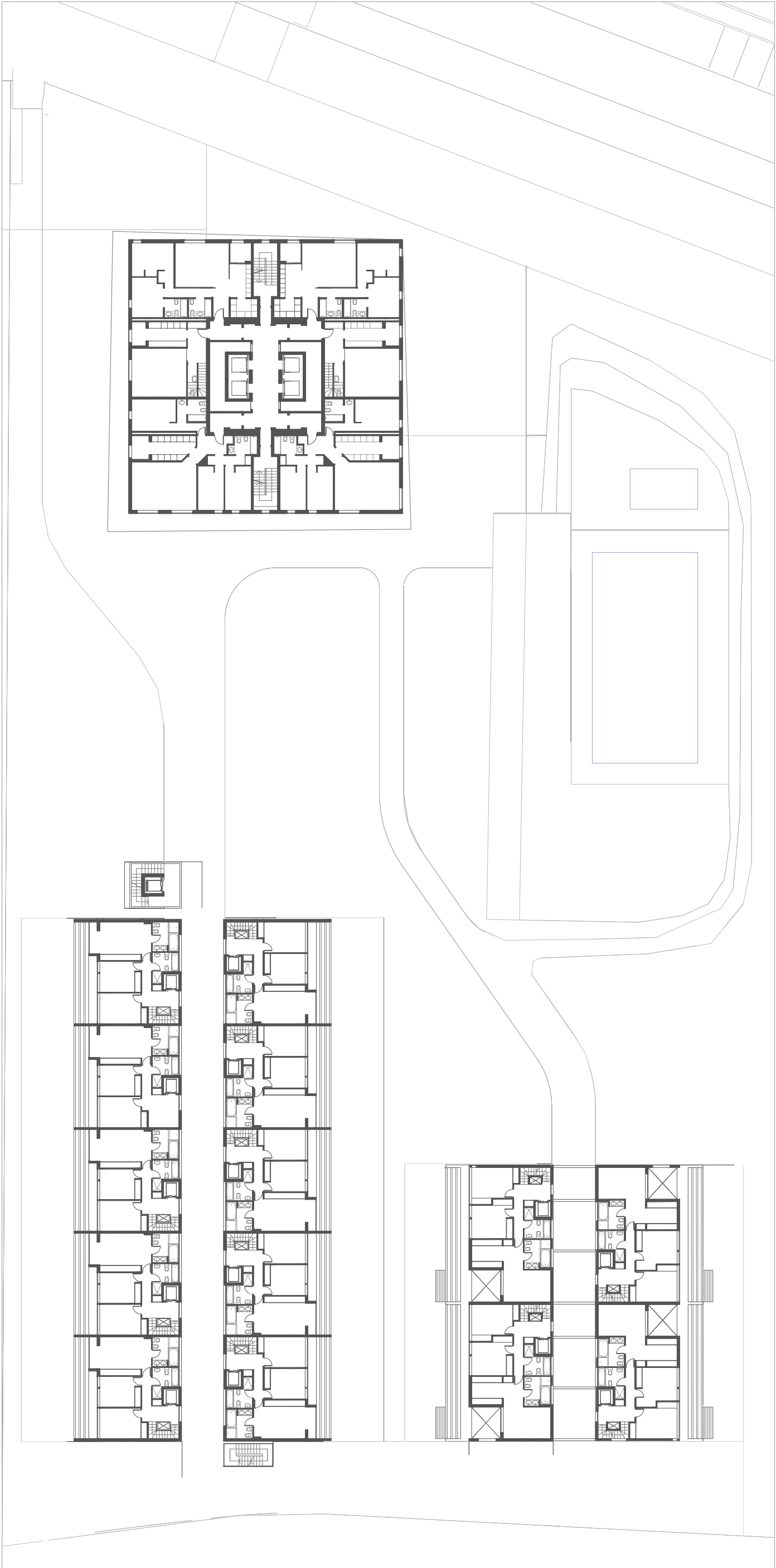
INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



Planta primera del conjunto:
torre + tríplex + cuádruplex



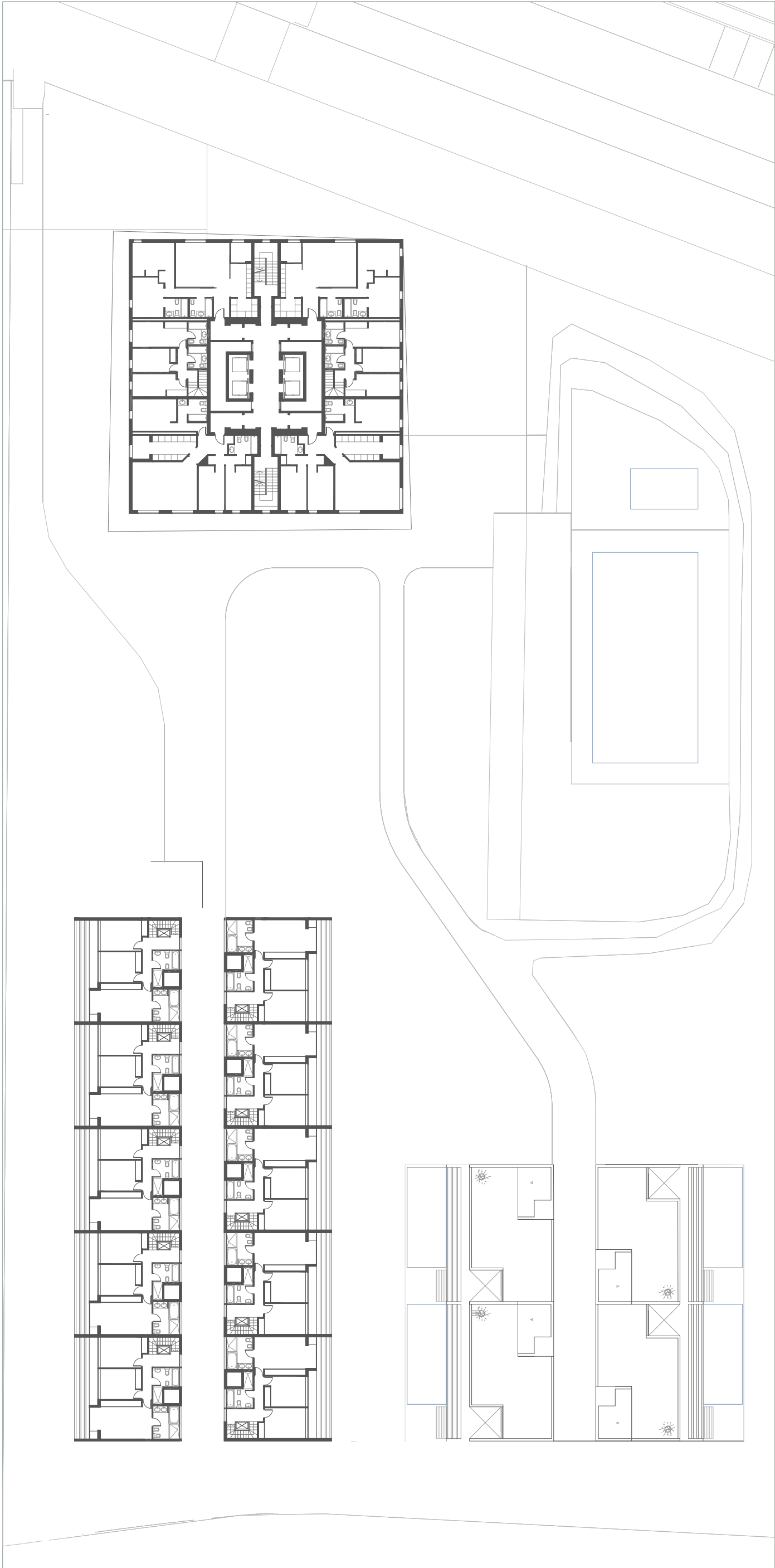
INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



Planta segunda del conjunto:
torre + triplex + cuádruplex



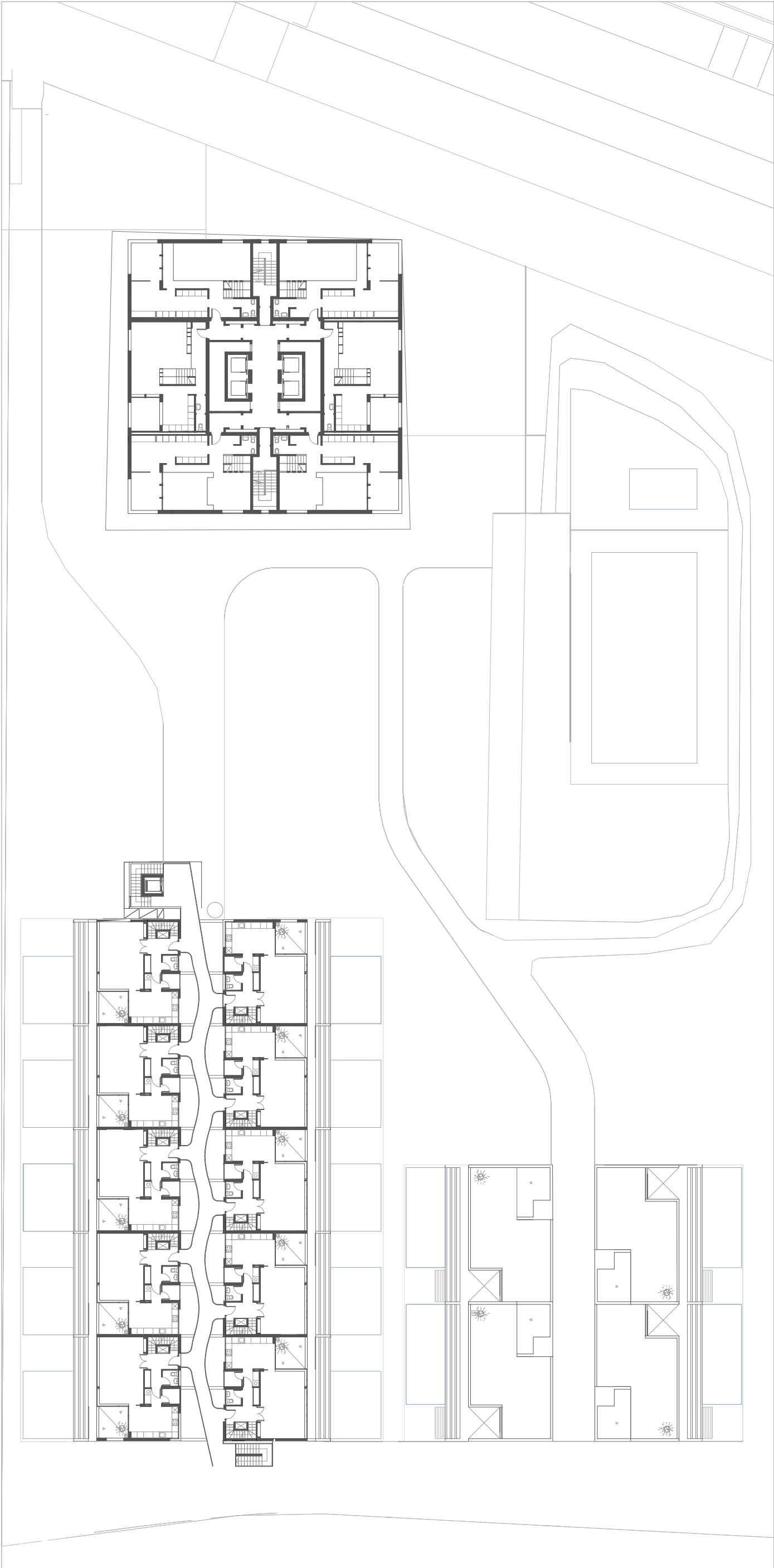
INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA.
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_ J



Planta tercera del conjunto:
torre + triplex + cuádruplex

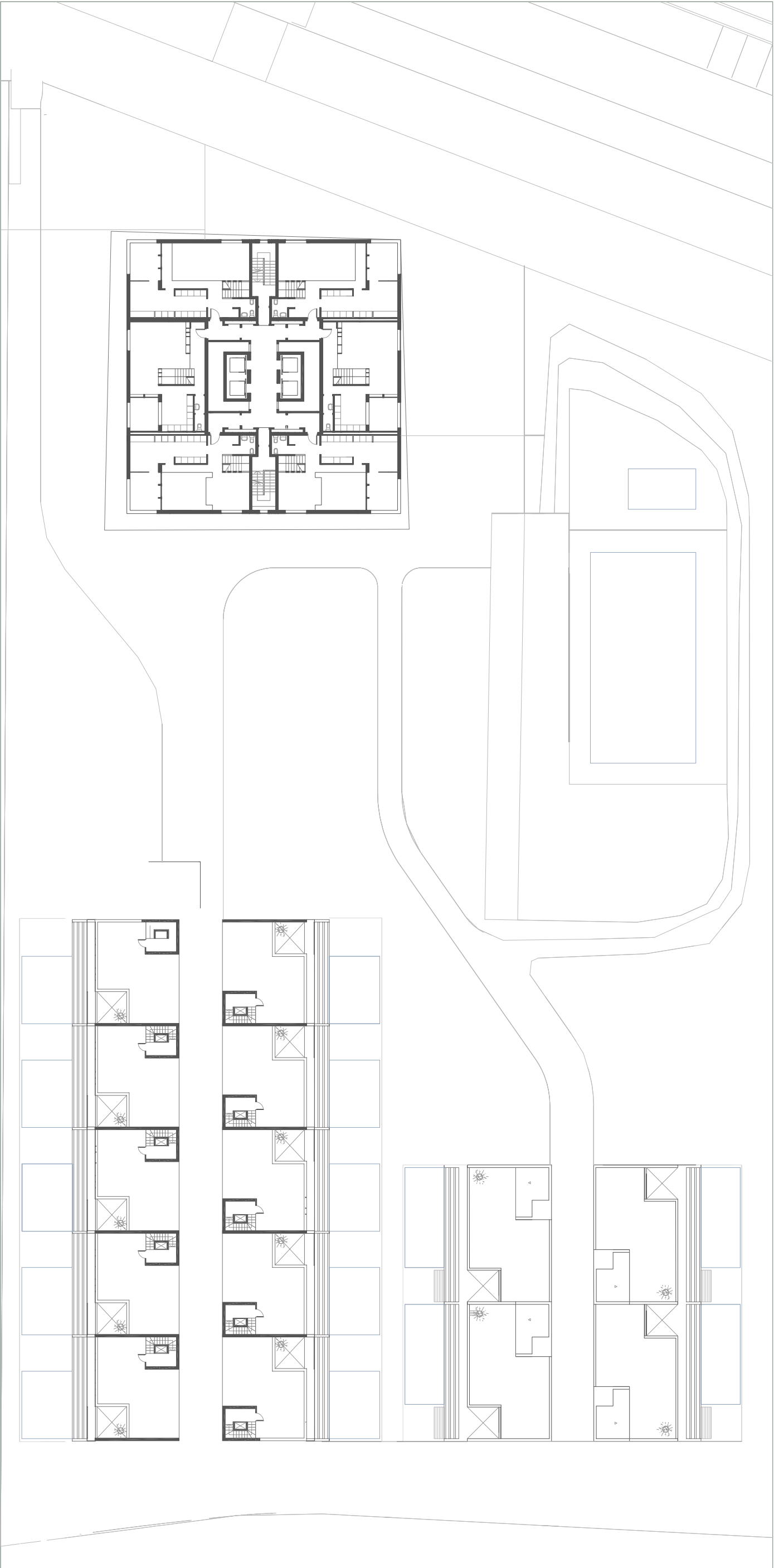


INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_



Planta cuarta del conjunto:
torre + triplex + cuádruplex

INSTALACIONES II_ PRÁCTICA 1: PLANIMETRÍA
TORRE LAR_ EDIFICIO DE VIVIENDAS EN LA M-30_.



Planta quinta del conjunto:
torre + triplex + cuádruplex

ANEXO III: Datos del catálogo de ventiladores para el modelo elegido



CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS:

- . Conjunto de rodamientos de la transmisión y poleas protegidos en alojamiento estanco construido en chapa de acero o fundición de aluminio. Rodamientos a bolas con engrase permanente.
- . Hélice en fundición de aluminio de ángulo variable en origen.
- . Protegidos contra la corrosión mediante recubrimiento en polvo de resina epoxy.
- . Motor asíncrono normalizado de jaula de ardilla con protección IP-55 y aislamiento clase F. Voltajes Standard 230V 50Hz para motores monofásicos, 230/400V 50Hz para motores trifásicos hasta 4kW y 400/690V 50Hz para potencias superiores.
- . Apertura de la tapa envolvente 180°, facilitando así el acceso a todo el grupo de transmisión optimizando los trabajos de limpieza y mantenimiento sin tener que desmontar todo el ventilador de la instalación.

APLICACIONES:

Diseñados para instalación en conducto, son indicados para:

- . Renovación de aire en todo tipo de edificios e industrias.
- . Extracción aire caliente hasta 110°C.
- . Temperatura máxima de trabajo en continuo: aire transportado: 110°C, ambiente: 60°C.

BAJO DEMANDA:

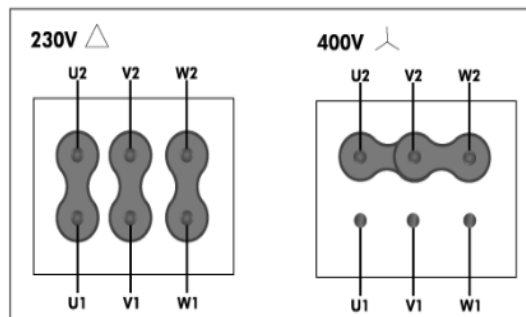
- . Hélice impelente (sentido de aire hélice-motor).
- . Hélice reversible 100%.

- . Hélice en poliamida.
- . Ventiladores para trabajar a 60Hz y voltajes especiales.
- . Motor 2 velocidades.
- . Envoltente en chapa galvanizada en caliente o acero inoxidable.

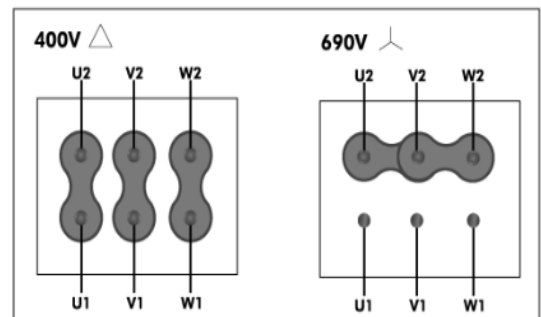
Turbina rpm	<input type="text" value="1400"/>	Potencia (kW)	<input type="text" value="0,55"/>
Motor rpm	<input type="text" value="1400"/>	Imax 230V(A)	<input type="text" value="2,69"/>
Peso aprox. (kg)	<input type="text" value="36"/>	Imax 400V(A)	<input type="text" value="1,56"/>
Caudal máximo (m3/h)	<input type="text" value="10990"/>	Imax 690V(A)	<input type="text" value="-"/>

Esquema de conexiones

230/400V



400/690V



Accesorios de la serie HH 56 T4 0,55kW



[RFS](#)

[INT](#)

[PE](#)

[RP](#)

[AC](#)

[PO](#)

[BA-400](#)

VENTILADORES HELICODALES TUBULARES LONG CASED AXIAL FANS VENTILATEURS HÉLICOÏDES VIROLE LONGUE AXIAL-ROHRVENTILATOREN



HH



ACCESORIOS ANCILLARIES ACCESSOIRES ZUBEHÖR



PE



RFS



ASD



INT



SIL-C



RP



AC



PO



BA

ES

CARACTERÍSTICAS GENERALES:

Serie compuesta por 6 tamaños desde Ø 350 hasta Ø 900, provista de motores de 4 polos trifásicos. Caudales desde 2.300 m³/h hasta 50.500 m³/h. Temperatura máxima de trabajo 110°C en continuo.

CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS:

- Conjunto de rodamientos de la transmisión y poleas protegidos en alojamiento estanco construido en chapa de acero o fundición de aluminio.
- Rodamientos a bolas con engrase permanente.
- Hélice en fundición de aluminio de ángulo variable en origen.
- Protegidos contra la corrosión mediante recubrimiento en polvo de resina epoxy.
- Motor asíncrono normalizado de jaula de ardilla con protección IP-55 y aislamiento clase F. Voltajes Standard 230V 50Hz para motores monofásicos, 230/400V 50Hz para motores trifásicos hasta 5,5CV y 400/690V 50Hz para potencias superiores.
- Trampilla de inspección de acceso a hélice y rodamientos de la transmisión situada en la parte inferior del envoltorio.

APLICACIONES:

- Diseñados para montaje en tubería están indicados básicamente para:
- Cabinas de pintura.
- Extracción de gases calientes hasta una temperatura máxima de 110°C.
- Extracción de gases que presentan características especiales tales como vapores, aire sucio o con partículas en suspensión.

BAJO DEMANDA:

- Hélice impelente (sentido de aire hélicemotor), hélice reversible 100%.
- Hélice en poliamida.
- Ventiladores para trabajar a 60Hz, voltajes especiales...
- Motor 2 velocidades.
- Ventilador antiexplosivo o antideflagrante con motor certificado ATEX.
- Envoltorio en chapa galvanizada en caliente o acero inoxidable.

FR

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES:

Série composte par 6 diamètres du Ø 350 au Ø 900. Moteurs de 4 pôles triphasés. Débits de 2.300 m³/h à 50.500 m³/h. Température maximale de l'air 110°C.

CARACTÉRISTIQUES DE FABRICATION:

- Ensemble de roulements de la transmission et poulies protégés en logement étanche fabriqué en tôle d'acier ou en fonte d'aluminium.
- Roulements à transmission protégés à graissage permanent.
- Hélice en aluminium.
- Virole protégée contre la corrosion par revêtement en peinture de résine EPOXY.
- Moteur asynchrone à cage d'écureuil et isolation électrique de classe F et degré de protection IP-55. Tensions Standard 230V 50Hz pour moteurs monophasés. 230/400V 50Hz pour moteurs triphasés jusqu'à 5,5CV et 400/690V pour puissances supérieures.
- Porte d'inspection d'accès à l'hélice et roulements de la transmission.

APPLICATIONS:

- Conçus pour installation en gaine, ils sont indiqués pour :
- Cabinas de peinture.
- Extracción de gaz chauds, maximum 110°C.
- Extracción d'air sale, avec particules ou vapeurs.

OPTIONS DISPONIBLES:

- Hélice pour impulsion (sens de l'air hélice à moteur), hélice 100% réversible.
- Hélice en polyamide.
- Ventilateurs pour travailler à 60Hz, tensions spéciales.
- Moteur 2 vitesses.
- Ventilateur anti-explosif ou antidéflagrant avec moteur certifié ATEX.
- Virole en tôle galvanisé ou acier inoxydable.

EN

GENERAL FEATURES:

Range with 6 sizes from Ø 350 until Ø 900, provided with three phase 4 pole motors. Air-flow from 2.300 m³/h until 50.500 m³/h. Maximum air working temperature 110°C in continuous.

MANUFACTURING FEATURES:

- Transmission ball bearings set inside a sealed box manufactured of steel or cast aluminium. Ball bearings greased for life.
- Cast aluminium impeller variable pitch angle.
- Epoxy powder coat finishing.
- Squirrel cage asynchronous standard motor, IP-55 protection and rated class F insulation. Standard voltages 230V 50Hz for single phase motors, 230/400V 50Hz for three phase, motors up to 5,5HP and 400/690V 50Hz for higher powers.
- Inspection door for accessing to motor and transmission set located on the housing lower part.

APPLICATIONS:

- Specially designed for duct assembly, are suitable for:
- Painting shops.
- Hot gases exhausting up to 110°C.
- Special gases exhausting as steam or air with flooding particles.

UNDER REQUEST:

- "Impelente" ("B Form") impeller (air sense from impeller to motor), 100% reversible impeller.
- Polyamide impeller.
- 60Hz fans and special voltages.
- 2 speed motors.
- Flameproof or explosionproof fans with ATEX certificated motors.
- Hot dip galvanised housing or manufactured of stainless steel.

DE

ALLGEMEINE MERKMALE:

Baureihe bestehend aus 6 Größen, von Ø 350 bis Ø 900, ausgestattet mit 4-poligen Dreiphasenmotoren. Luftfördermengen von 2.300 m³/h bis 50.500 m³/h. Maximale Arbeitstemperatur von 110 °C im Dauerbetrieb.

BAULICHE MERKMALE:

- Baugruppe mit den Lagern zur Kraftübertragung und den Riemenscheiben in einem hermetischen Gehäuse geschützt untergebracht
- Hergestellt aus Stahlblech oder Aluminiumguss. Dauergeschmierte Kugellager.
- Laufrad aus Aluminiumguss mit werkseitig eingestelltem variablem Winkel.
- Dank Pulverbeschichtung mit Epoxidharz vor Korrosion geschützt.
- Standardisierter Asynchron-Käfigläufermotor mit Schutzart IP-55 und Isolierklasse F.
- Standardspannungen von 230 V, 50 Hz, für Einphasenmotoren, 230/400 V, 50 Hz, für Dreiphasenmotoren bis 5,5 PS und 400/690 V, 50 Hz, für höhere Leistungsbereiche.
- Kontrollklappe im unteren Teil des Mantels mit Zugang zum Laufrad und zu den Lagern der Kraftübertragung.

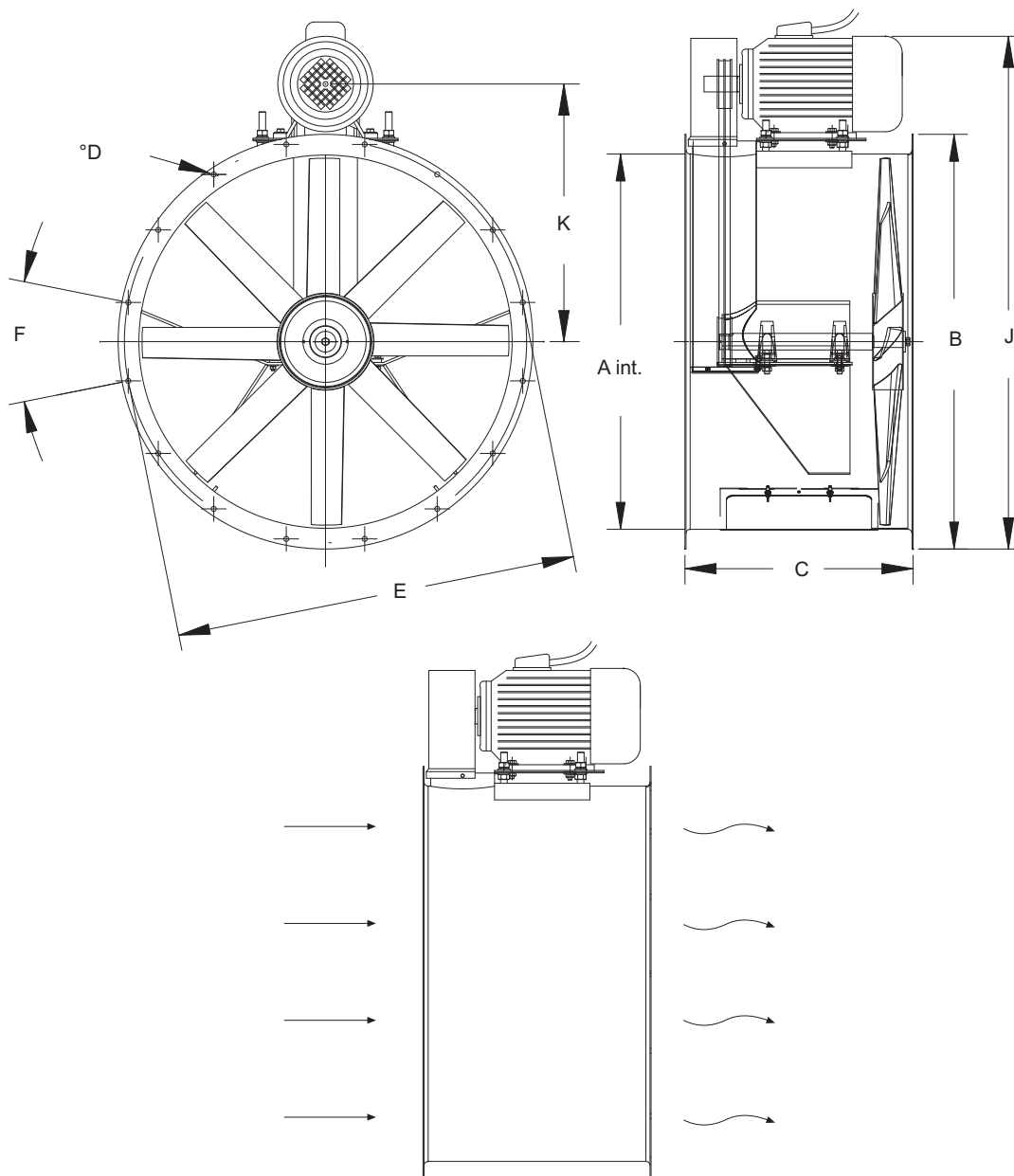
ANWENDUNGEN:

- Grundlegende Anwendungsbereiche dieser für den Rohreinbau gedachten Lüfter sind:
- Farbspritzkabinen.
- Absaugung heißer Gase mit einer Höchsttemperatur von 110 °C.
- Absaugung von Gasen mit besonderen Eigenschaften, so zum Beispiel Dämpfe, verschmutzte oder mit Schwebepartikeln belastete Luft.

AUF ANFRAGE:

- Druckfördergebläse (Luftdurchflussrichtung Gebläse-Motor), Gebläse 100 % umkehrbar.
- Polyamid-Laufrad.
- Lüfter, die mit 60 Hz, besonderen Spannungen usw. arbeiten.
- Motor mit 2 Geschwindigkeitsstufen.
- Explosionsgeschützter oder flammensicherer Lüfter mit Motor mit ATEX-Zertifikat.
- Mantel aus feuerverzinktem Blech oder rostfrei-Edelstahl.

HH



DIMENSIONES / DIMENSIONS / ENCOMBREMENT / ABMESSUNGEN (mm)

Model	A	B	C	D	E	F	J máx	K máx
HH 35	360	420	390	10	395	8x45°	540	254
HH 45	460	530	390	12	500	8x45°	720	355
HH 56	560	650	390	12	620	12x30°	858	406
HH 63	630	720	450	12	690	12x30°	950	430
HH 71	715	800	450	12	770	16x22,5°	975	478
HH 90	900	1.020	550	12	970	16x22,5°	1.320	652

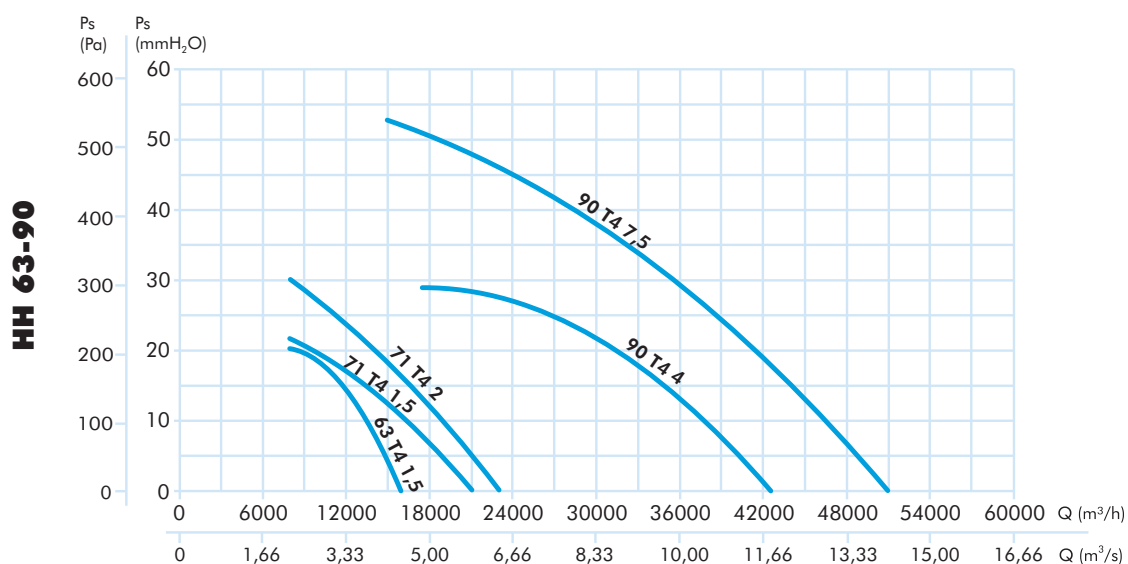
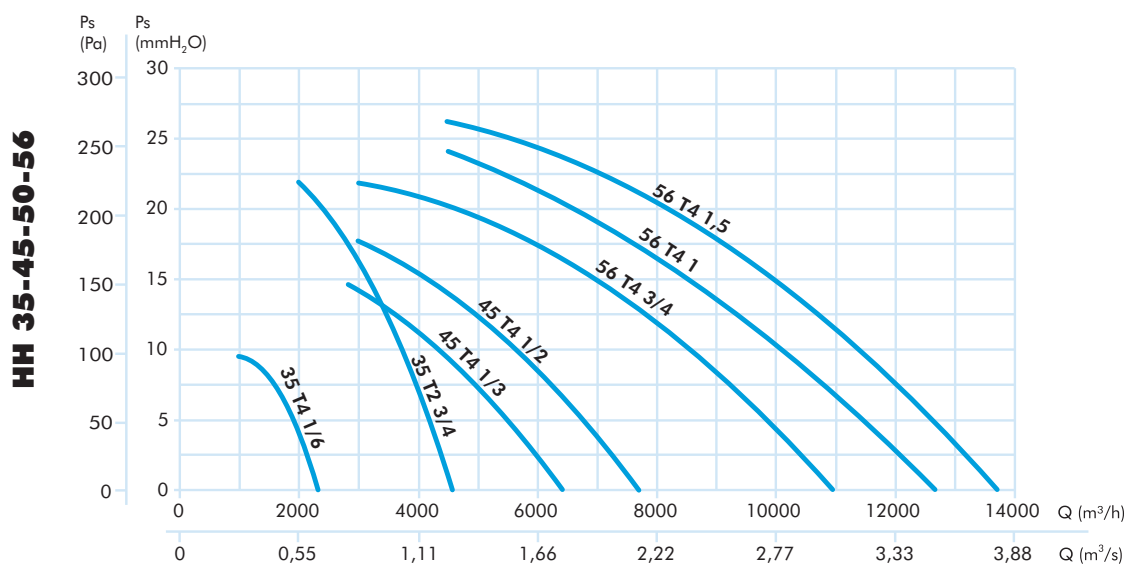
VENTILADORES HELICODALES TUBULARES LONG CASED AXIAL FANS VENTILATEURS HÉLICOÏDES VIROLE LONGUE AXIAL-ROHRVENTILATOREN



HH

SERIE TRIFÁSICA / THREE PHASE/ SÉRIE TRIPHASÉE / DREIPHASIG

Model	R.P.M max.	I max. (A)			Kw	m³/h	dB (A)	Kg
		230	400	690				
HH 35 T2 3/4	2.820	2,55	1,47	-	0,55	4.500	76	22
HH 35 T4 1/6	1.370	0,73	0,42	-	0,09	2.300	59	20
HH 45 T4 1/3	1.345	1,4	0,81	-	0,25	6.400	69	32
HH 45 T4 1/2	1.600	1,82	1,05	-	0,37	7.600	69	36
HH 56 T4 3/4	1.400	2,46	1,42	-	0,55	11.000	72	36
HH 56 T4 1	1.525	3,67	2,12	-	0,75	12.700	73	36
HH 56 T4 1,5	1.525	4,66	2,69	-	1,1	14.000	74	39
HH 63 T4 1,5	1.400	4,66	2,69	-	1,1	16.000	74	59
HH 71 T4 1,5	1.400	4,66	2,69	-	1,1	21.000	78	74
HH 71 T4 2	1.540	6,46	3,73	-	1,5	22.000	79	77
HH 90 T4 4	1.420	11,78	6,8	-	3	42.000	88	113
HH 90 T4 7,5	1.460	-	11,8	6,81	5,5	50.500	91	132



ANEXO IV: Factura de gas natural



factura

Datos Cliente:

Nº Cliente:

Nº Referencia:

NIF:

Nombre:

Dirección:

Datos Bancarios:

1465-0100-93-17129*****

Datos Factura:

Nº Factura: GE12070000385559

Fecha de Emisión: 27.05.2012

Contrato	Cantidad		Precio	Importe €
Gas Natural - 20055647 - Gas Avanza				
Fact Consumo Gas	1,172	KWH	0,04961011 €	58,15
Facturacion Término Fijo	2,235617	mes	8,74 €	19,54
Fact Alquiler E.Medida				2,72
Total Gas Natural				80,41
Base Imponible				80,41
IVA 18%				14,47
Total factura				94,88

Madrid/Ena Suministro de Gas, S.L., CIF: B-4514233, domiciliada en Calle Anabel Segura, 16 - Edificio Vega Norte I, 28108 Alcobendas, Madrid. Registro Mercantil de Madrid, Tomo 27847, Libro 0, Folio 21, Sección 8, Hoja M501888, Inscripción 2ª.



Es posible que los nombres de los productos que usted tiene contratados hayan variado como consecuencia del cambio de sociedad. No obstante todas las condiciones de contratación permanecen iguales.

En Galp Energía24 horas a su servicio

Por teléfono

24 horas al día, 365 días al año

Urgencias

Información y gestiones

900 601 010

902 330 140



En Internet

www.galpenergia.com